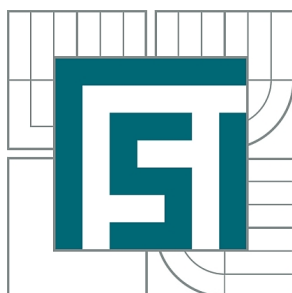




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PĚTIVÁLCOVÝ ŘADOVÝ VZNĚTOVÝ MOTOR

FIVE-CYLINDER IN-LINE DIESEL ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN PARCHANSKI

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Parchanski

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Pětiválcový řadový vznětový motor

v anglickém jazyce:

Five-cylinder in-line diesel engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout klikový mechanismus pětiválcového řadového vznětového motoru s danými parametry válcové jednotky.

Cíle diplomové práce:

Provést rozbor vyváženosti klikového mechanismu řadového pětiválcového motoru s pořadím zážehů 1-2-4-5-3.

Navrhnout hlavní rozměry klikového hřídele motoru.

Navrhnout uspořádání vývažků na klikovém hřídeli pro případ vyvážení pouze momentu odstředivých sil.

Navrhnout uspořádání vývažků na klikovém hřídeli pro případ vyvážení momentu odstředivých sil a současné přeložení poloviny vektoru momentu setrvačných sil posuvných částí do svislé osy.

Stanovit parametry modelu torzního systému klikového ústrojí.

Provést výpočet vlastních frekvencí a tvarů torzních kmitů, stanovit rezonanční otáčky.

Posoudit případnou potřebu aplikace dynamického tlumiče torzních kmitů.

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 4.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Cílem této práce je návrh uspořádání řadového pětiválcového vznětového motoru se zadanými parametry, návrh uspořádání klikového mechanismu, návrh vyvážení odstředivých a setrvačných momentů a výpočet torzních kmitů. Navrhovaný motor musí vycházet ze čtyřválcového vznětového motoru Zetor.

Klíčová slova

Řadový pětiválcový naftový spalovací motor, kliková hřídel, vyvažování, moment setrvačnosti, torzní kmitání

Abstract

The purpose of this thesis is design of in-line a five-cylinder diesel engine arrangement with given main parameters, power train design, balancing centrifugal and inertia moments and calculation of torsion vibrations. The proposed engine must be based on four-cylinder diesel Zetor engine.

Key word

In-line five-cylinder diesel engine, crankshaft, balancing, moment of inertia, torsional vibration

Bibliografická citace

PARCHANSKI, M. *Pětiválcový řadový vznětový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 54 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.

Prohlášení autora o původnosti práce

Prohlašuji, že jsem tuto práci zpracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího práce a s použitím literatury uvedené v seznamu.

Poděkování

Děkuji prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. Za odborné vedení diplomové práce, vstřícnost a přátelský přístup při řešení všech problémů.

Obsah

1. Úvod	7
2. Kinematika klikového mechanismu	8
2.1. Dráha pístu	9
2.2. Rychlost pístu	9
2.3. Zrychlení pístu	9
2.4. Průběh dráhy, rychlosti a zrychlení pístu	10
3. Diagramy $p - \alpha$ a $p - V$	11
4. Síly v klikovém mechanismu	13
4.1. Síly přenášené pístním čepem	14
4.2. Síly působící v ojnicím čepu	17
4.3. Krouticí momenty jednotlivých válců	18
5. Vyvažování motoru	18
5.1. Vyvážení setrvačných sil rotačních a posuvných částí	19
5.1.1. Vyvážení setrvačných sil rotačních	19
5.1.2. Vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu	20
5.1.3. Vyvážení setrvačných sil posuvných částí druhého řádu	21
5.2. Vyvážení momentů setrvačných sil rotačních a posuvných částí	22
5.2.1. Momenty setrvačných sil rotačních	22
5.2.2. Momenty setrvačných sil posuvných částí prvního řádu	24
5.2.3. Momenty setrvačných sil posuvných částí druhého řádu	26
6. Vývažky na klikovém hřídeli	28
6.1. Návrh uspořádání vývažků na klikovém hřídeli pro případ vyvážení odstředivých sil	28
6.2. Návrh uspořádání vývažků na klikovém hřídeli pro případ vyvážení odstředivých sil a poloviny momentu odstředivých a setrvačných sil	30
7. Torzní kmitání klikového hřídele	34
7.1. Náhradní torzní soustava	35
7.1.1. Redukce hmot	36
7.1.2. Redukce délek	37
7.2. Vlastní torzní kmitání	39
7.2.1. Torzní tuhost bezhmotných hřídelů	31
7.2.2. Výpočet vlastního kmitání	32
7.3. Vynucené torzní kmitání	42
7.3.1. Harmonická analýza budícího momentu	42
7.3.2. Kritické otáčky	43
7.4. Posouzení aplikace dynamického tlumiče torzních kmitů	45
8. Závěr	48
Seznam použitých zdrojů	50
Seznam použitých zkratk a symbolů	51
Seznam příloh	54

1. Úvod

Mým úkolem je propočítat a posoudit pětiválcový motor, který by se s co nejmenšími náklady dal realizovat ze stávajícího motoru od firmy Zetor. Tento výchozí motor je čtyřválec a je to unifikovaná řada motorů, která se bez zásadních konstrukčních změn vyrábí už několik desítek let. V přípravě a ve vývoji je v této firmě z tohoto čtyřválce odvozený šestiválcový motor. Zlepšením by mohl projít i stávající čtyřválec, konkrétně tedy modifikací na přímé vstřikování Common Rail, díky čemuž by se zvýšil výkon, snížila spotřeba a snížila hluchnost. Mým cílem je tedy zjistit, jestli má smysl se do hloubky zabývat zadanou koncepcí pětiválce a proto musím propočítat základní charakteristiky tohoto motoru a následně porovnat výsledky s již známými výsledky čtyřválce. Hodnoty šestiválce jsou tajné.

Výchozí motor je vznětový čtyřválcový traktorový motor. Aby tento pětiválcový motor měl někdy šanci se objevit v sérii, musí mít co nejvíce společného z výchozího motoru. Proto se snažím zachovat co nejvíce stejných rozměrů a součástí. Tedy válcovou jednotku jednoho válce volím úplně stejnou, včetně zdvihového objemu jednoho válce. Toto řešení umožní použít do nového motoru celou pístní skupinu, ojnici a kompletní část hlavy nad jedním válcem. Blok a hlava celého motoru zůstanou beze změn, akorát se zvětší o jeden válec, který bude stejný jako ostatní válce. Zdvih válce je stejný a tedy i poloměr kliky. Co se musí změnit, tak je kliková hřídel, která z principu rovnoměrných zážehů má jiný rozestup zážehu a s toho vyplývající úhel kliky. Měla by se nepatrně změnit i řemenice a setrvačnick, avšak s tímto nepočítám a používám řemenici a setrvačnick ze čtyřválcového motoru.

Pro základní kinematický rozbor a veškeré výpočty budu používat program Mathcad. Pro následné vyvažování klikové hřídele používám program Pro Engineer. Pro zjištění momentů setrvačnosti používám také program Pro Engineer. Na zjištění vlastních frekvencí a tvarů používám program HOL3VG, který používá Holzerovu iterační metodu.

Traktorový motor je specifický od vznětového čtyřdobého motoru používaného u osobních vozidel. Z jeho použití plynou hlavní odlišnosti: [6]

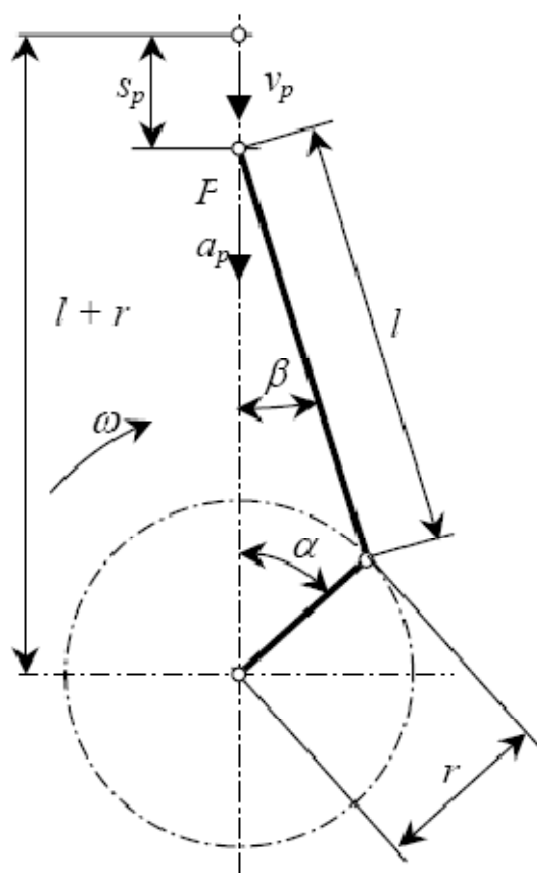
- trvalý provoz při maximálním výkonu
- práce motoru v širokém rozmezí otáček s konstantním výkonem
- vysoká spolehlivost
- snadná a rychlá diagnostika poruch
- dlouhé servisní intervaly
- vysoká životnost motoru

2. Kinematika klikového mechanismu

Klikové ústrojí výchozího motoru je centrické (střed pístního čepu se pohybuje v přímce protínající osu hřídele). Klikový mechanismus koná dva základní pohyby. Kliková hřídel koná rotační pohyb, pístní skupina koná translační pohyb a ojnice obecný rovinný pohyb. Kinematické řešení provádíme za zjednodušujících předpokladů. Uvažujeme konstantní maximální otáčky motoru (konstantní úhlová rychlost klikové hřídele). Dráhu, rychlost a zrychlení pístu neurčujeme v závislosti na čase, ale na úhlu natočení klikové hřídele α [°], kdy nulový úhel je při poloze pístu v horní úvrati. Čtyřdobý motor koná jeden pracovní cyklus při dvou otáčkách klikové hřídele, tzn. $\alpha=720^\circ$. Proto grafy s úhlem α znázorňují hodnotu 0° až 720° .

Tabulka č.1: Základní parametry válcové jednotky motoru

Vrtání válce	D	105	[mm]
Zdvih pístu	z	120	[mm]
Počet válců	i_v	5	[-]
Jmenovité otáčky	n_0	2200	[min ⁻¹]
Délka ojnice	l	215	[mm]
Zdvihový objem motoru	V_z	5195	[cm ³]



obr. 1. Kinematické schéma klikového mechanismu [7]

2.1. Dráha pístu

Dráhu pístu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele α lze určit ze vztahu:

$$s(\alpha) = r_K \cdot \left[1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha))}{4} \right] \quad [m] \quad (1)$$

kde r_K je poloměr zalomení kliky $[m]$

λ je klikový poměr $[-]$

Dráhu lze rozdělit na dvě harmonické složky. První harmonická složka:

$$s_1(\alpha) = r_K \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad [m] \quad (2)$$

Druhá harmonická složka:

$$s_2(\alpha) = r_K \cdot \frac{\lambda \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha))}{4} \quad (3)$$

2.2. Rychlost pístu

Rychlost pístu lze určit derivací dráhy (1) podle času:

$$v(\alpha) = r_K \cdot \omega \cdot \left[\sin(\alpha) + \frac{\lambda \cdot (\sin(2 \cdot \alpha))}{2} \right] \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (4)$$

kde ω je úhlová rychlost klikové hřídele při otáčkách maximálního výkonu $[s^{-1}]$

Rychlost lze rozdělit na dvě harmonické složky. První harmonická složka:

$$v_1(\alpha) = r_K \cdot \omega \cdot \sin(\alpha) \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5)$$

Druhá harmonická složka:

$$v_2(\alpha) = r_K \cdot \omega \cdot \frac{\lambda \cdot \sin(2 \cdot \alpha)}{2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6)$$

U motorů se často uvádí střední pístová rychlost (c_s), která udává rychloběžnost motoru.

$$c_s = 2 \cdot z \cdot n \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (7)$$

kde z je zdvih pístu $[m]$

n jsou otáčky při maximálním výkonu $[s^{-1}]$

Střední pístová rychlost vyšla 8,8 m/s. Limitní hodnota pro moderní pístové motory (vysokootáčkové benzínové) je kolem 23 m/s.

2.3. Zrychlení pístu

Zrychlení pístu lze určit derivací rychlosti (4) podle času:

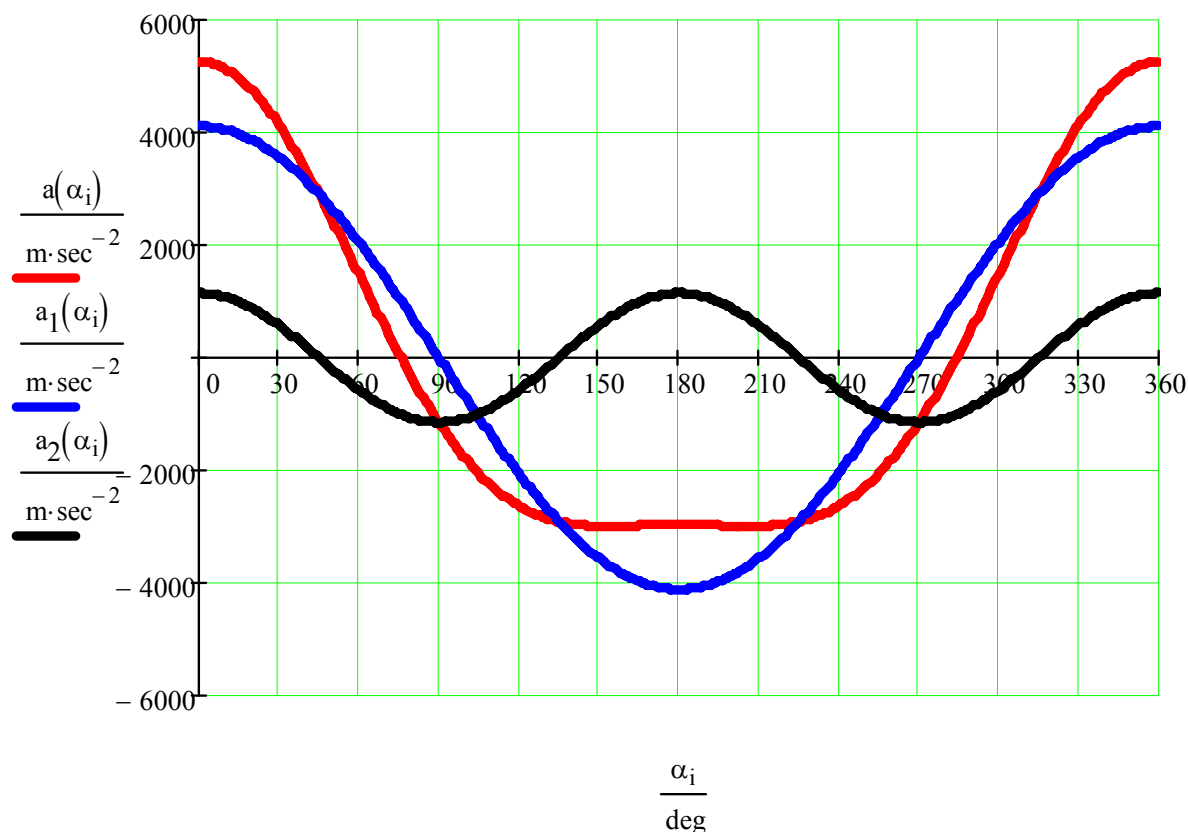
$$a(\alpha) = r_K \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)] \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (8)$$

Zrychlení lze rozdělit na dvě harmonické složky. První harmonická složka:

$$a_1(\alpha) = r_K \cdot \varpi^2 \cdot \cos(\alpha) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (9)$$

Druhá harmonická složka:

$$a_2(\alpha) = r_K \cdot \varpi^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (10)$$

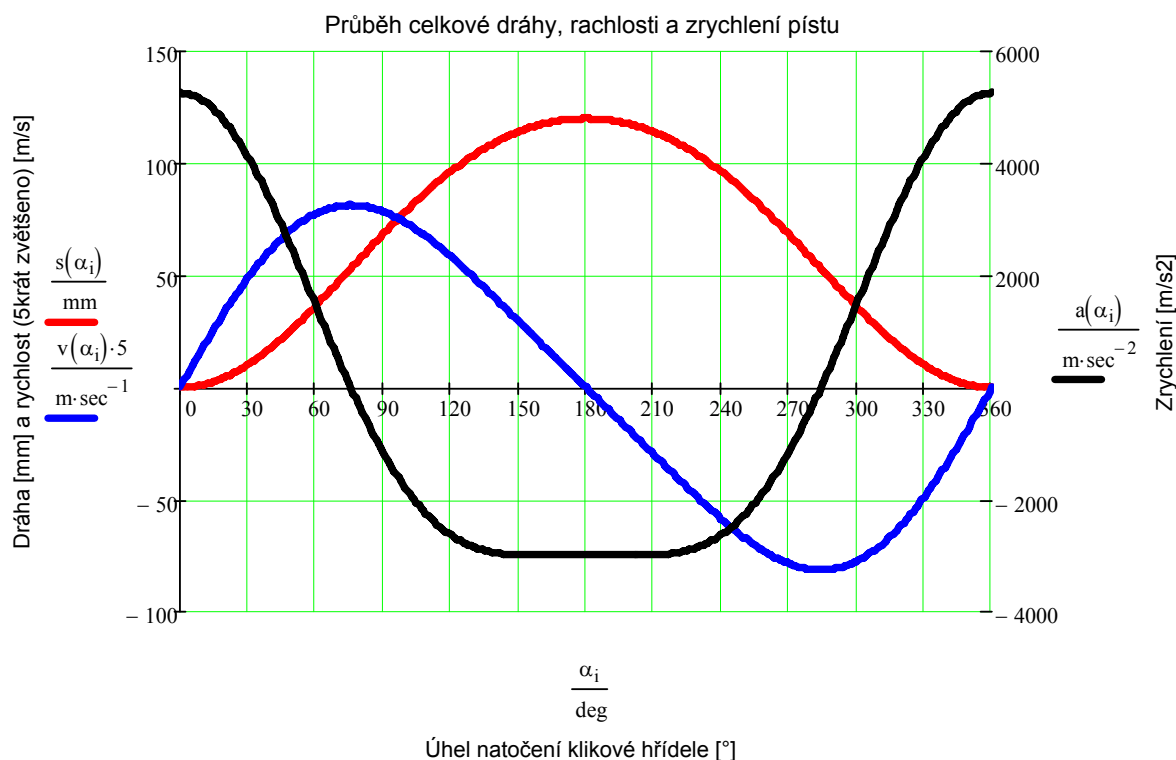


obr. 2. Průběh zrychlení včetně jeho dvou harmonických složek

2.4. Průběh dráhy, rychlosti a zrychlení pístu

Důležité pro další návrh je stanovení průběhu zrychlení, protože čím větší zrychlení má hmotná pístní skupina, tím větší je celkové namáhání klikového mechanismu. Síla roste s kvadrátem zrychlení. Následující graf zobrazuje průběh celkové dráhy, rychlosti a zrychlení v jednom grafu.

Maximální hodnoty rychlosti a zrychlení pístu jsou uvedeny v příloze.



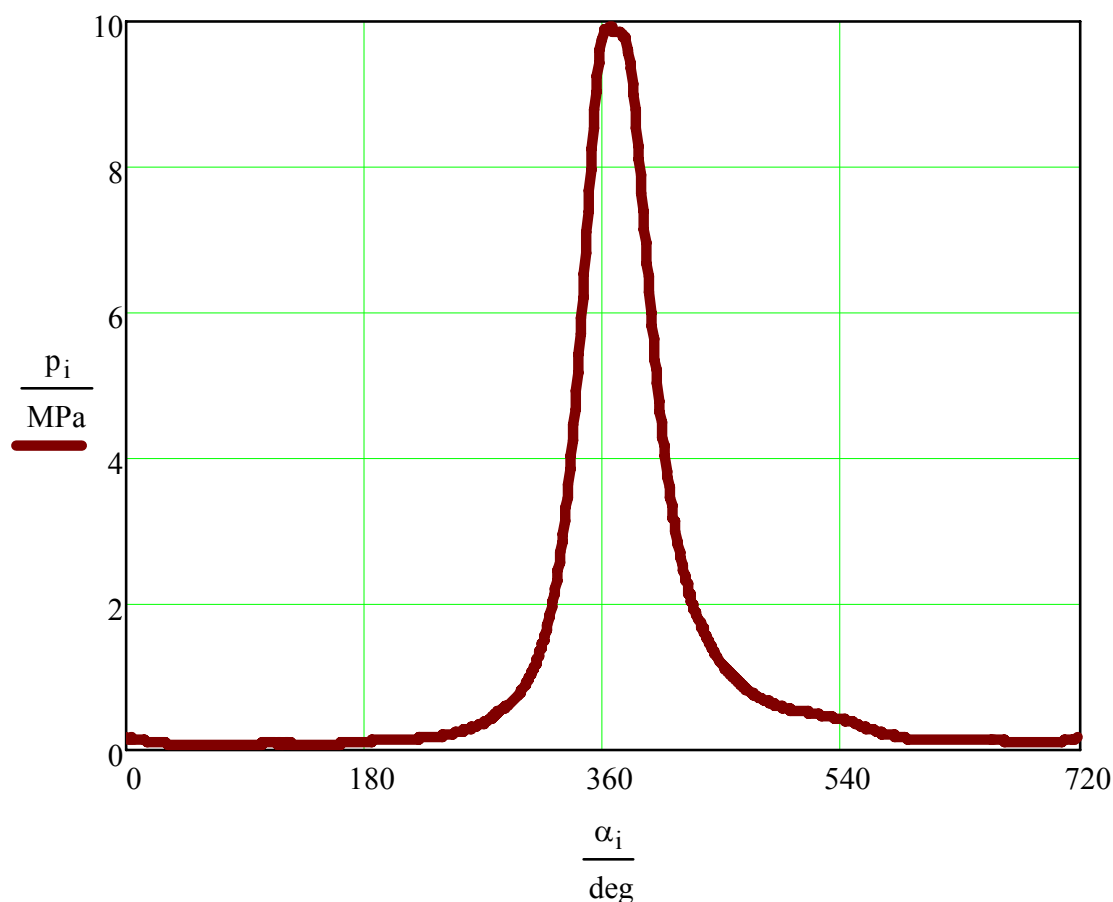
obr. 3. Průběh dráhy, rychlosti a zrychlení v jednom grafu

V tomto grafu je rychlost zvětšena 5 krát.

3. Diagramy p-V a p-α

Jako podklady pro vypracování této práce, mi byly také poskytnuty indikované tlaky ve válci v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele. Tyto tlaky jsou velice důležité a charakterizují daný motor (tepelný oběh), jeho výkonové parametry, účinnost, atd. Skutečný průběh tlaku lze zachytit tlakovým snímačem (např. piezoelektrickým) a tlakovým indikátorem. Pro přehlednost a názornost se tyto tlaky vnášejí do dvou grafů.

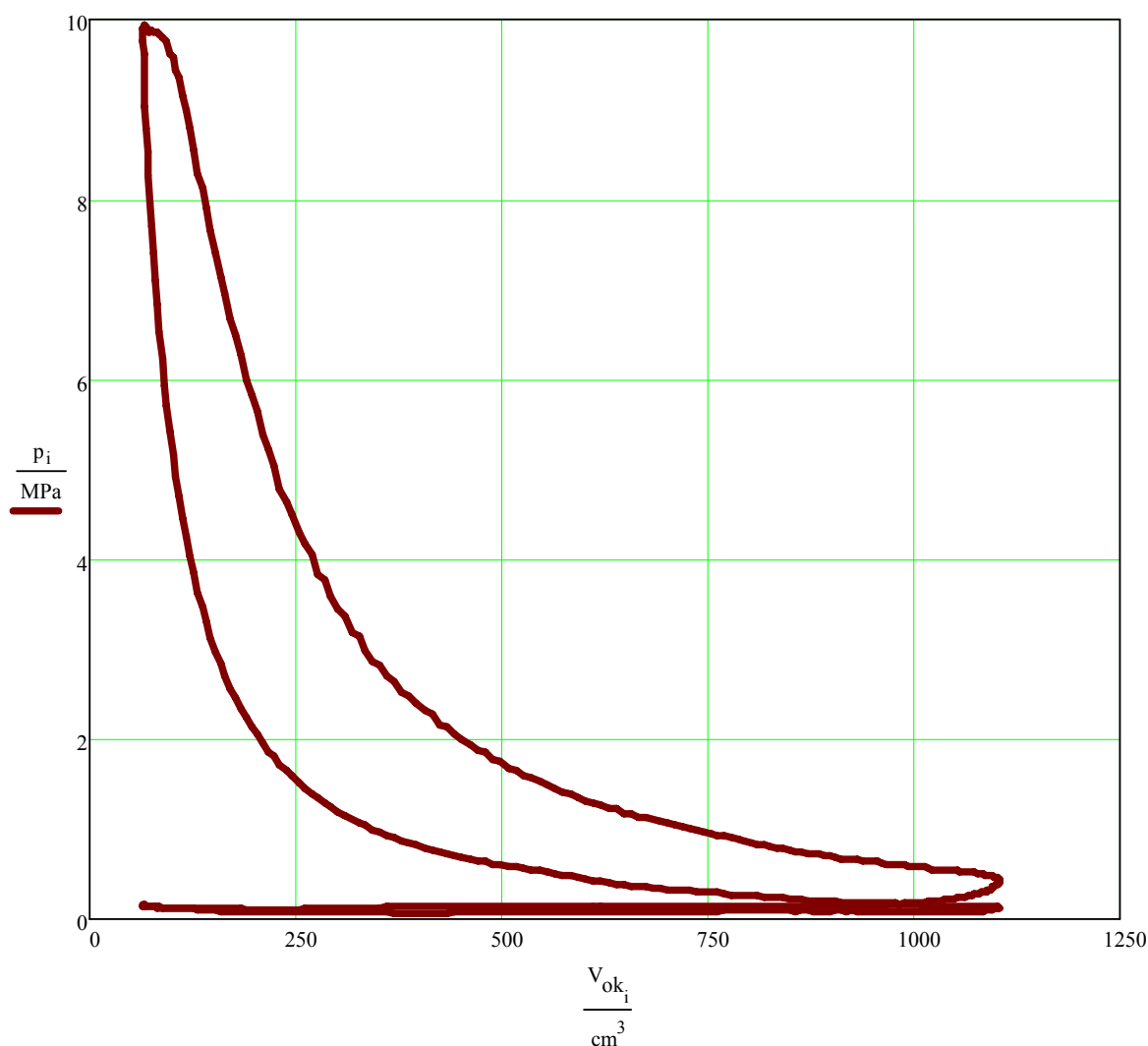
První je p-α diagram charakterizující tlak ve válci v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele. Důležité je, aby se maximální tlak nacházel za horní úvratí, a tím vznikne velký krouticí moment. Nárůst tlaku před horní úvratí působí proti využitelnému krouticímu momentu.



obr. 4. P - α diagram

Druhým diagramem je indikátorový p - V diagram, který dává jasné informace o daném motoru a je nejdůležitějším diagramem charakterizující daný motor. Tlak ve válci je zde v závislosti na aktuálním objemu válcové jednotky dle zdvihu pístu. Pracovní oběh se skládá ze čtyř základních pracovních dob v závislosti na zdvihu pístu.

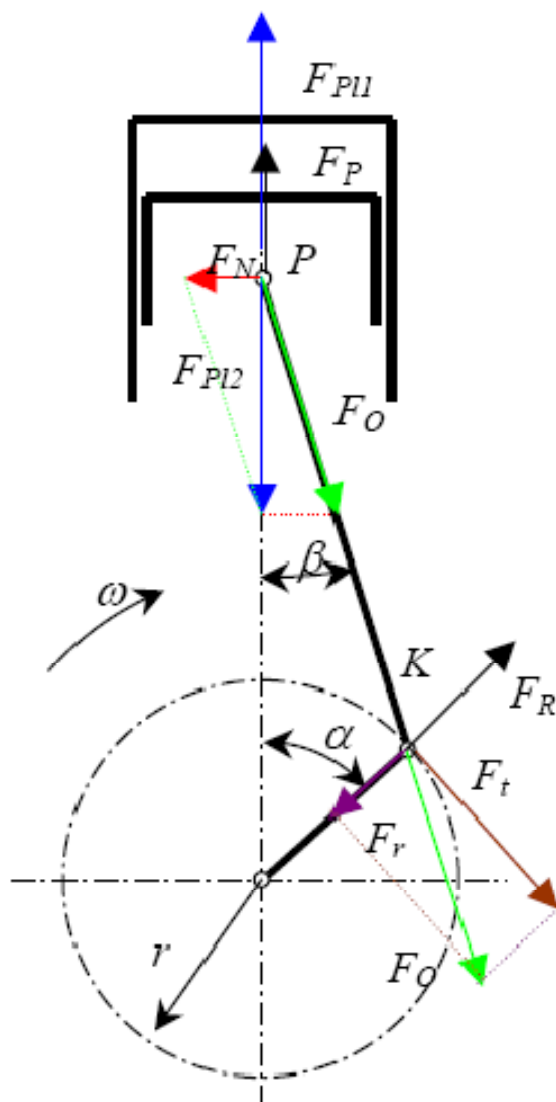
Skutečný p – V diagram se liší od teoreticky vypočteného, a to kvůli zjednodušujícím předpokladům při výpočtu (výměna obsahu válce beze ztrát, válec obsahuje pouze čerstvé plyny, nedochází ke sdílení tepla do stěn válců, atd.). Proto jsem rád za poskytnutí reálných dat, které byly naměřeny na skutečném motoru. Byl to sice čtyřválec, ale válcová jednotka je stejná.



obr. 5. P-V diagram.

4. Síly v klikovém mechanismu

Ve válci vznikají velké tlaky a tyto tlaky v řádu MPa způsobují silové namáhání všech částí ve spalovacím prostoru. Určujeme sílu na píst, která je primární částí výkonu motoru. Celková síla působící na píst je určena silou od tlaků plynů (primární) a setrvačnou (sekundární) silou. Setrvačná síla působí proti primární síle, tedy zeslabuje její účinek. Tato celková síla je přenášena pístním čepem, který spojuje ojnici a píst. Celková síla působící na píst působí jen v jedné rovině, avšak síla se dále přenáší na ojnici. Jelikož neustále mění svojí polohu, rozkládá se na sílu působící ve směru ojnice a normálnou (boční) sílu, která tlačí píst na stěnu válce a vytváří klopný moment a tento moment musíme zachytit v pružném uložení motoru.



obr. 6. Síly v klikovém mechanismu od tlaku plynů [7]

4.1. Síly přenášené pístním čepem

Síla od tlaku plynů:

$$F_P = (p_i - p_{atm}) \cdot S \quad [N] \quad (11)$$

kde p_i je indikovaný tlak ve válci v závislosti na úhlu α [Pa]

p_{atm} je atmosférický tlak [Pa]

S je plocha pístu [m²]

Síla setrvačná:

$$F_S = -(m_{pist} + m_1) \cdot a(\alpha) \quad [N] \quad (12)$$

Výsledná setrvačná síla je dána součtem jejich harmonických složek. Počítám jen se dvěma řády. Ostatní řády mají zanedbatelnou velikost.

Síla setrvačná prvního řádu:

$$F_{S1} = -(m_{pist} + m_1) \cdot r_K \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \quad [N] \quad (13)$$

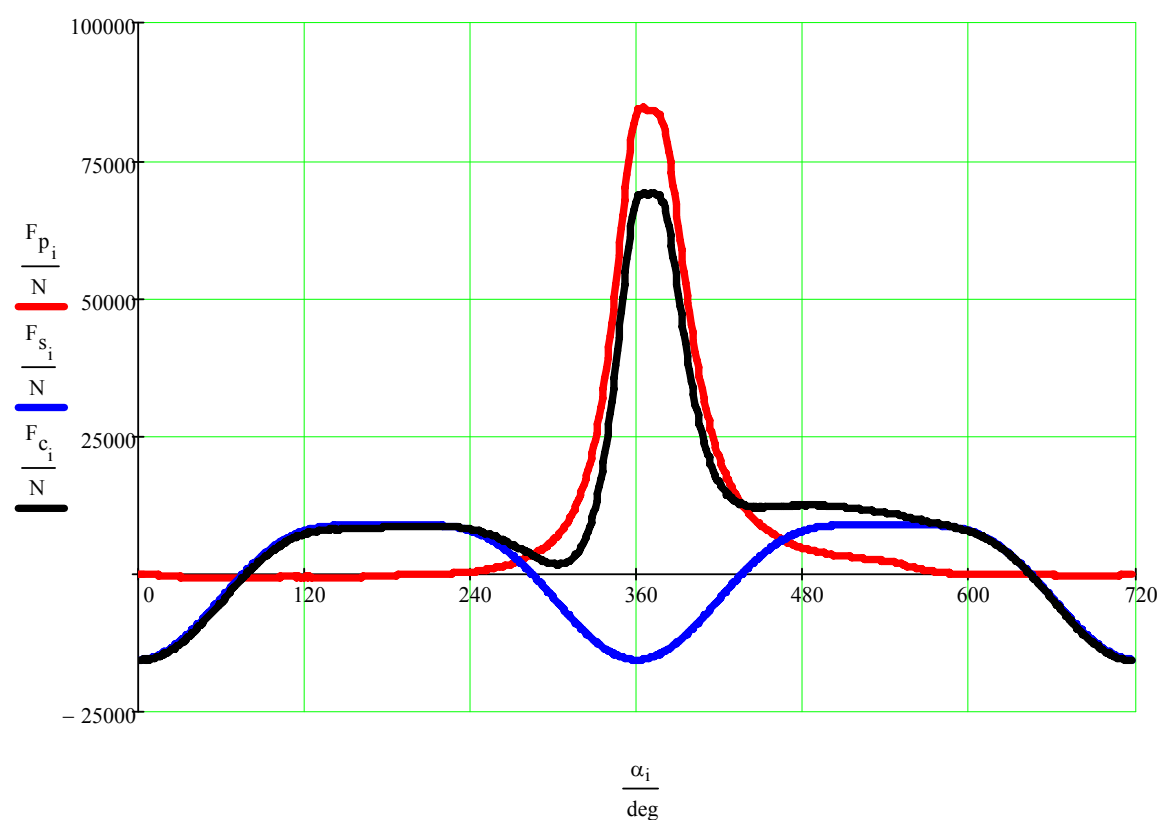
Síla setrvačná druhého řádu:

$$F_{S2} = -\lambda \cdot (m_{pist} + m_1) \cdot r_K \cdot \omega^2 \cdot \cos(2 - \alpha) \quad [N] \quad (14)$$

Celková síla působící píst:

$$F_C = F_P + F_S \quad [N] \quad (15)$$

Tato síla je dána součtem síly od tlaků plynů a setrvačné síly. Jelikož setrvačné síly působí proti síle od tlaku plynů, jsou uvedeny se záporným znaménkem.



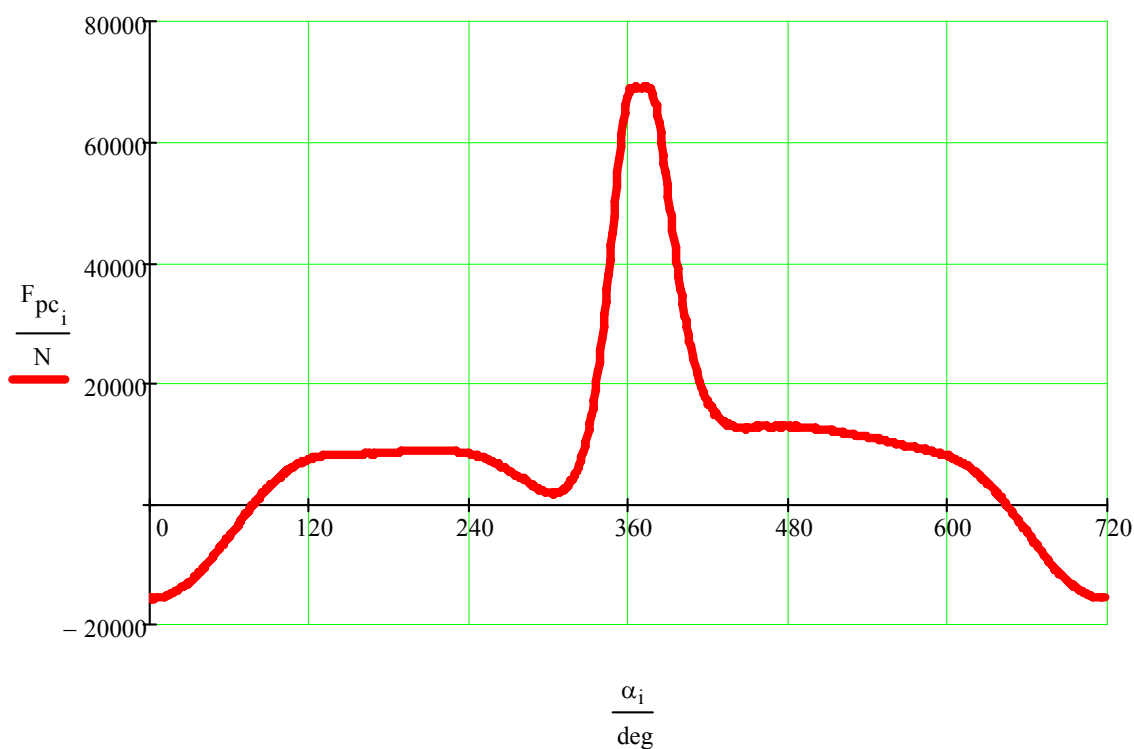
obr. 7. Síla od tlaků plynů, setrvačná síla a celková síla zatěžující píst

Tato celková síla se rozkládá do dvou směrů. Do směru ojnice a do normálního směru (boční síla na píst). Velikost těchto sil závisí na poloze ojnice (úhlu α). Boční síla na píst je nevyužita a vytváří klopný moment. Snaží se překloupit válec kolem hlavní osy klikového hřídele. Tento moment se přenáší na uložení motoru a způsobují různé vibrace. Boční síly působí u víceválcových motorů v různých rovinách a snaží se natočit motorem i kolem vertikální osy. [1]

Síla přenášená ojnici působící na pístní čep:

$$F_{PC} = \frac{F_C}{\cos(\beta)} \quad [N] \quad (16)$$

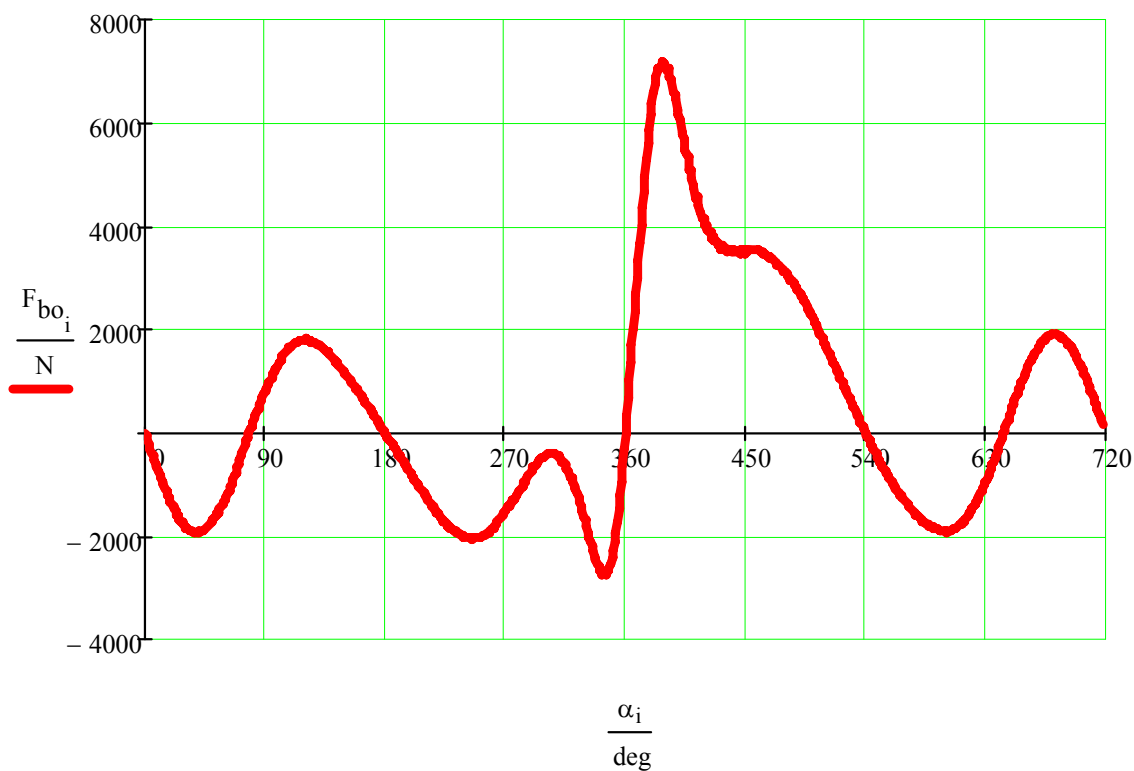
kde β je úhel odklonu ojnice $[\circ]$



obr. 8. Celková síla působící ve směru ojnice

Boční síla působící na píst:

$$F_{bo} = F_C \cdot \tan(\beta) \quad [N] \quad (17)$$



obr. 9. Celková boční síla působící na píst

4.2. Síly působící v ojnicím čepu

Ojnicí čep je zatěžován silou přenášenou ojnicí a setrvačnou silou ojnice vzniklé rotační hmotou ojnice (m_2). Síla ve směru ojnice se rozkládá na dvě síly, radiální a tangenciální. Radiální síla působí do středu klikového hřídele a namáhá hlavní ložiska. Proti této síle působí setrvačná síla od rotační hmoty ojnice. Tangenciální síla vyvoluje na klikové hřídeli krouticí moment.

Tangenciální síla:

$$F_t = F_{PC} \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad [N] \quad (18)$$

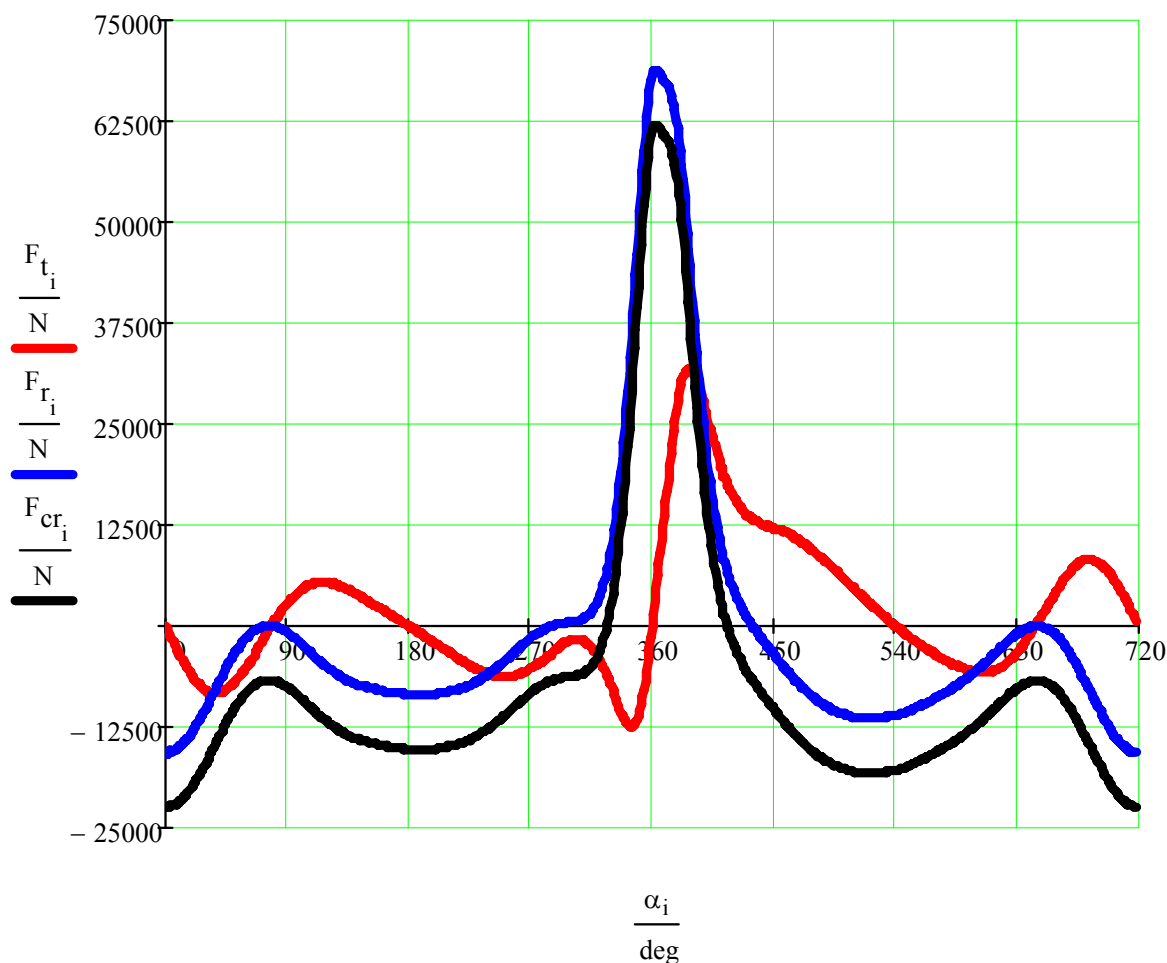
Radiální síla:

$$F_r = F_{PC} \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad [N] \quad (19)$$

Celková radiální síla:

$$F_{Cr} = F_r - (m_2 \cdot r_K \cdot \varpi^2) \quad [N] \quad (20)$$

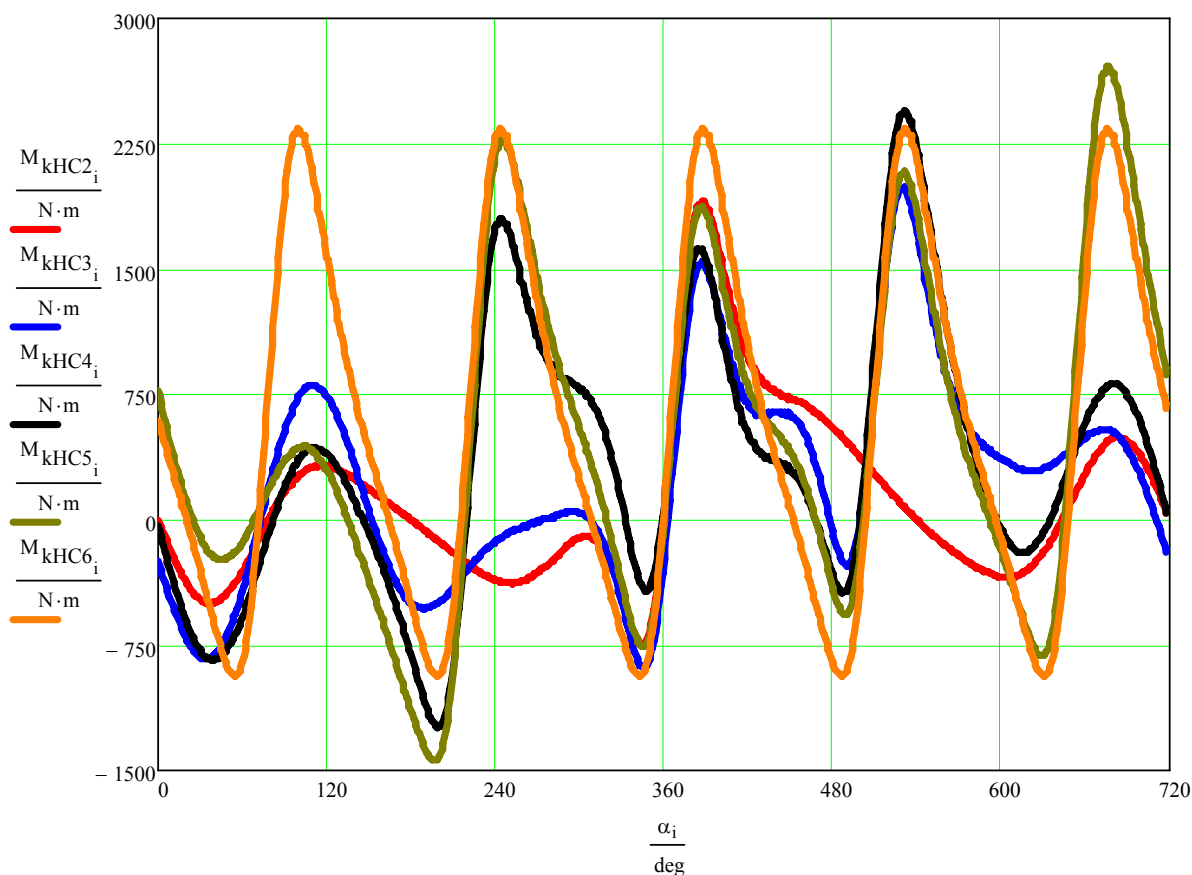
kde m_2 je redukovaná rotační hmotota ojnice [kg]



obr. 10. Zobrazení tangenciální síly, radiální a celkové radiální síly

Celková radiální síla je menší o setrvačnou sílu způsobenou rotační hmotou ojnice.

4.3. Krouticí momenty jednotlivých válců



obr. 11. Zobrazení průběhu krouticího momentu na jednotlivých hlavních čepích

Střední krouticí moment je 585Nm.

Při zpracování čtvrté kapitoly bylo čerpáno z literatury [2,5].

5. Vyvažování motoru

Konstrukce a výroba každého pístového stroje, a tedy i čtyřdobého naftového motoru, jsou spojeny s důležitým úkolem vyvážit jeho klikové ústrojí.

Výsledný účinek motoru na okolí (na základ) se rovná výslednici setrvačných sil i momentů všech pohybujících se hmot uvnitř motoru, tj. sil a momentů, které nejsou vnitřně vyrovnané (jsou nevyvážené – volné). Tyto síly vznikají jednak z důvodů funkčních – pohybem klikového ústrojí, jednak vlivem výrobních nepřesností, nestejnomyšlnosti materiálu nebo nesouměrnosti deformace součástí za provozu. Nepříznivé účinky nevyvážených sil (momentů) se odstraňují konstrukčním vyvažováním klikového ústrojí. Účelem vyvážení je dosáhnout klidného chodu motoru bez velkého chvění, které zkracuje životnost součástí, přenáší se na základ motoru a jeho okolí, způsobuje hluk a má i nepříjemné fyziologické účinky.

Vyvážením klikového hřídele rozumíme způsob odstranění nebo zmenšení účinků setrvačných sil (momentů) vzniklých pohybem tohoto ústrojí. Vyvážení lze nejjednodušším způsobem dosáhnout vhodným uspořádáním klikového ústrojí motoru tak, aby se alespoň hlavní

setrvačné síly (momenty) navzájem v každém okamžiku kompenzovaly. V mnoha případech však toto přirozené vyvážení nestačí a je nutno připojovat ke klikovému ústrojí (klikovému hřídeli, klikovému kotouči nebo na pomocná zařízení) vyvažující hmoty (protizávaží), jejichž účinek působí proti účinku setrvačných sil (momentů) ústrojí, který buď částečně, nebo úplně ruší. Zmenšuje se i tření v ložiskách klikového hřídele, a tím se zvyšuje mechanická účinnost motoru. Protizávaží však vede ke zvětšování váhy a zvýšení ceny motoru, při větším počtu válců i ke snížení kritických otáček způsobených torzními kmity klikového hřídele.

Vyvažování motoru vychází z kvalitativního a kvantitativního rozboru setrvačných sil a momentů klikového ústrojí. [2]

Při výpočtech se zavádí zjednodušující předpoklady: [5]

- tvar a rozměry jednotlivých částí klikového mechanismu u všech válců jsou naprosto přesně stejné
- stejnojmenné hmotnosti klikového mechanismu všech válců jsou si rovny
- klikový hřídel je absolutně tuhý, nedeformuje se přenosem sil a momentů
- úhly mezi rameny, respektive klikovými čepy jsou při zatěžování stále stejné
- neuvažuje se vliv tření a tíhového zrychlení

Stanovení výsledných setrvačných sil je možno provádět analyticky nebo graficky.

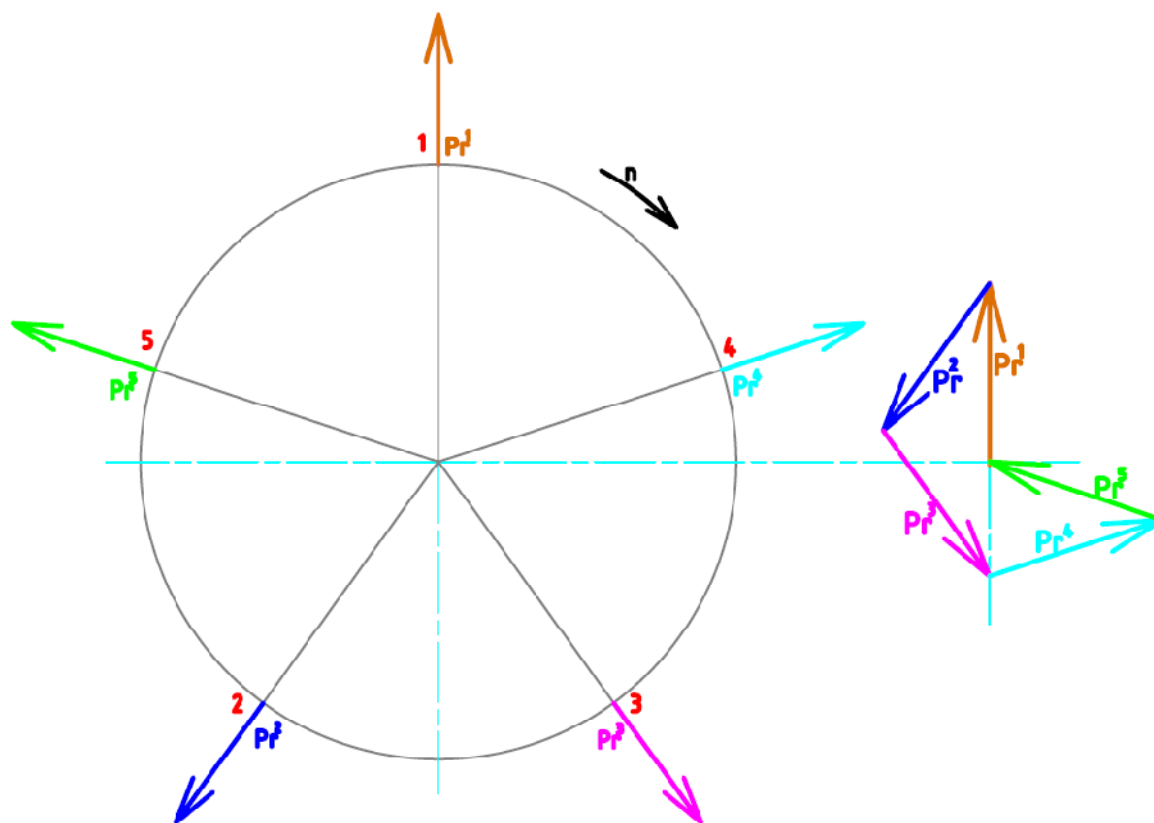
5.1. Vyvažování setrvačných sil rotačních a posuvných částí

Vyvažují se rotační setrvačné síly, setrvačné síly posuvné prvního řádu a setrvačné síly posuvné druhého řádu pro zklidnění chodu motoru a menšímu namáhání klikového mechanismu.

5.1.1. Vyvážení setrvačných sil rotačních

Setrvačná síla rotační jednoho zalomení má při daných otáčkách konstantní velikost nezávislou na poloze klikového hřídele a působí stále ve směru ramene klikového hřídele. Její vektor je vždy kolmý na osu rotace klikové hřídele. Síly se překládají do těžištní roviny. U řadových motorů s rovnoměrnými rozestupy zážehu (kliky hřídele tvoří pravidelnou hvězdicí), jsou tyto síly téměř vždy přirozeně vyvážené.

Výsledná setrvačná síla se nejrychleji stanoví graficky jako vektorový součet sil od jednotlivých válců. Pokud je vektorový obrazec uzavřen, výslednice je nulová a odstředivé síly jsou vyvážené.



obr. 12. Stanovení výslednice setrvačných sil rotačních

Analytické vyjádření:

$$P_r = (m_r + m_2) \cdot r \cdot \omega^2 \quad [N] \quad (21)$$

kde m_r je hmotnost zalomení [kg]

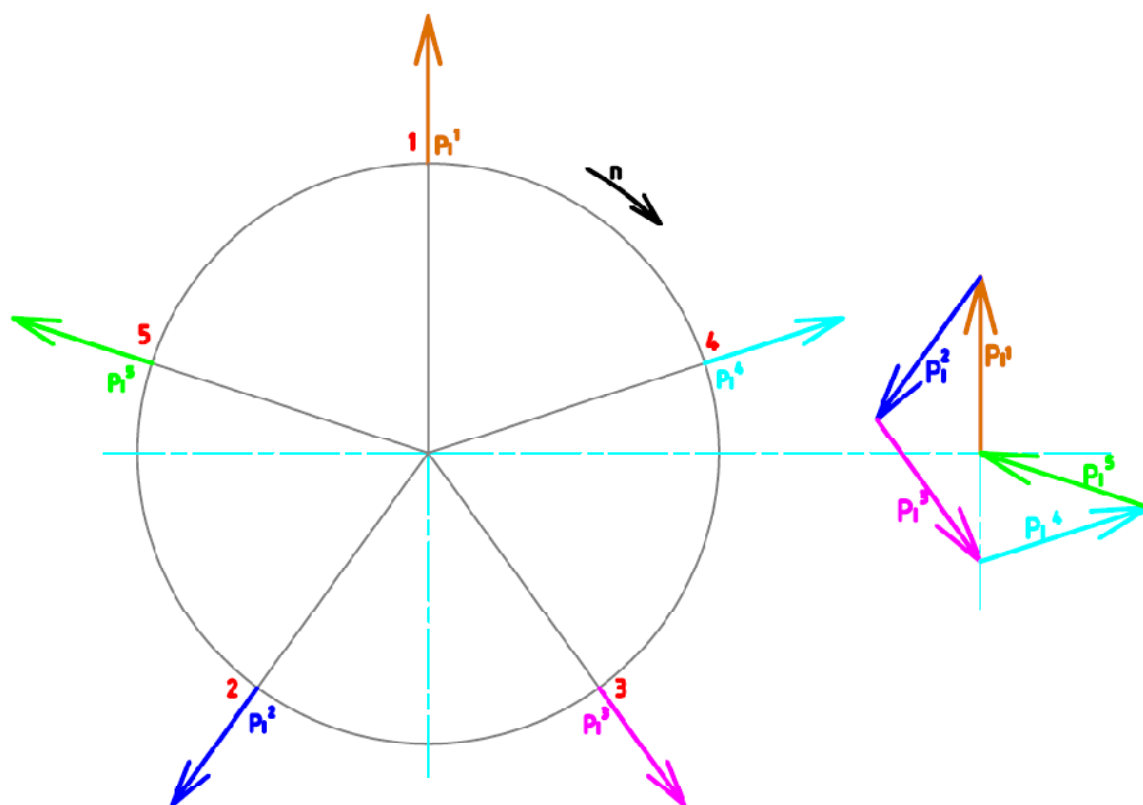
m_2 je rotační hmotnost části ojnice [kg]

Jelikož tento motor má pravidelnou hvězdicí, tak výsledná setrvačná rotační síla vyšla nulová (výsledný obrazec je uzavřen). Tedy motor má tuto sílu přirozeně vyváženou.

5.1.2. Vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu

Setrvačná síla působí ve skutečnosti na každém zalomení ve směru osy válce, je dána aktuálním průmětem ve směru jednotlivých klik a je tedy proměnná v čase. Když budu uvažovat jen výslednice síly, zjistím, jestli je tato síla přirozeně vyvážena. Výslednice setrvačných sil prvního řádu posuvných hmot se stanoví tak, že se určí výslednice polygonu pomyslných vektorů setrvačných sil posuvných hmotností o největší hodnotě, které působí ve směru jednotlivých klik. Je-li vektorový obrazec uzavřen, setrvačné síly prvního řádu jsou vyváženy. [1]

Tento případ nastane stejně jako v předešlém případě, když klika při čelním pohledu tvoří pravidelnou hvězdicí.



obr. 13. Stanovení výslednice setrvačných sil posuvných prvního řádu

Analytické vyjádření:

$$P_I = (m_p + m_1) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad [N] \quad (22)$$

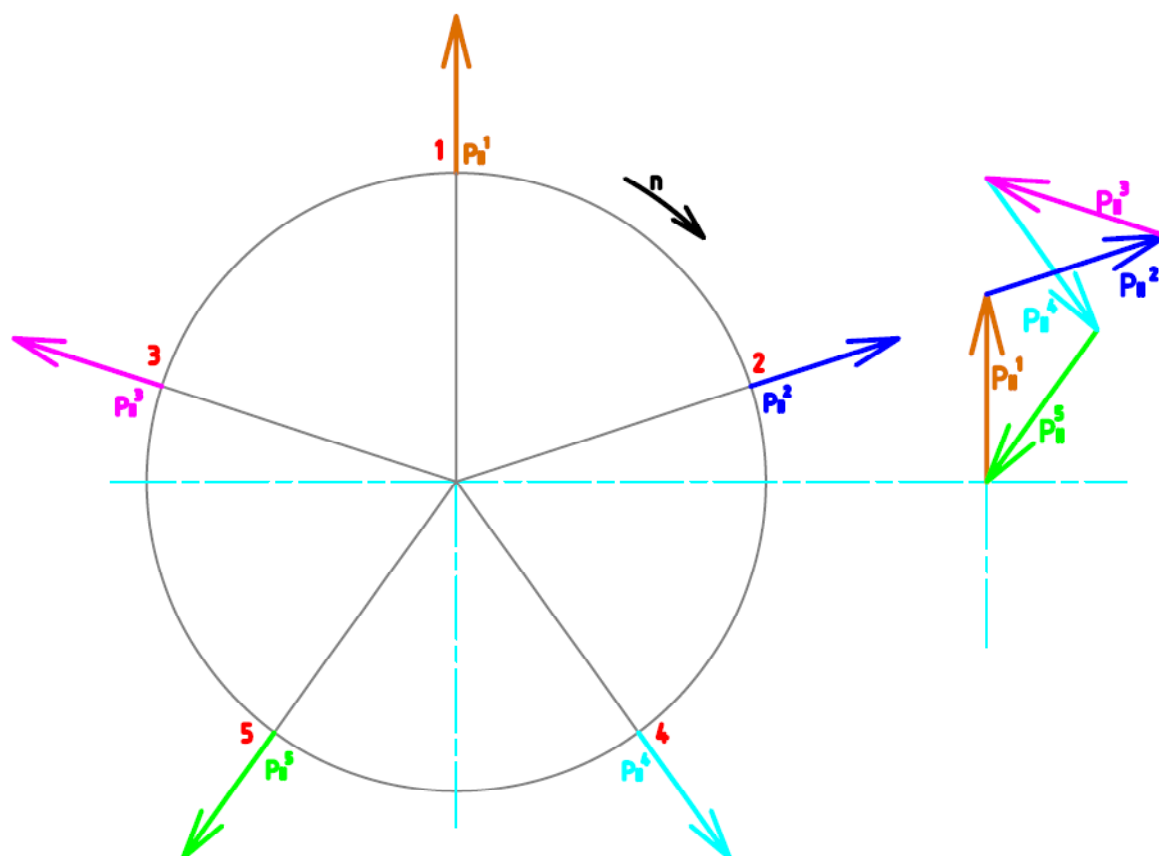
kde m_p je hmotnost pístní skupiny [kg]

m_1 je posuvná část hmoty ojnice [kg]

Tato síla je přirozeně vyvážena.

5.1.3. Vyvážení setrvačných sil posuvných částí druhého řádu

Výpočet těchto sil se provádí obdobně jako u prvního řádu, avšak u druhého řádu se zdvojnásobuje úhel vynášení vektorů ve směru klik (má frekvenci 2α) a velikost je λ krát menší (velikost vektoru není zohledněna, kvůli čitelnosti).



obr. 14. Stanovení výslednice setrvačných sil posuvných druhého řádu

Analytické vyjádření:

$$P_{II} = \lambda \cdot (m_p + m_l) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad [N] \quad (23)$$

Tato síla je přirozeně vyvážena.

5.2. Vybázení momentů setrvačných sil rotačních a posuvných částí

U víceválcových motorů působí setrvačné síly jednotlivých válců v rovinách různě vzdálených od těžištní roviny. Tím kromě setrvačných sil v jednotlivých válcích, které se při analýze vyvážení přenáší do roviny kolmé na osu klikového hřídele procházející těžištěm, tzv. těžištní roviny, vznikají i momenty těchto setrvačných sil. Tyto momenty se snaží naklopit motor kolem jeho těžiště. Při analýze vyvážení u pístových motorů se stejnými roztečemi os válců se předpokládá, že těžištní rovina protíná osu klikového hřídele uprostřed jeho délky mezi krajními ložisky, tedy v ose třetího válce. [5] Rovina vývažků vychází u momentů rotačních, tak i momentů od posouvající síly kolmá na rovinu třetího válce.

5.2.1. Momenty setrvačných sil rotačních

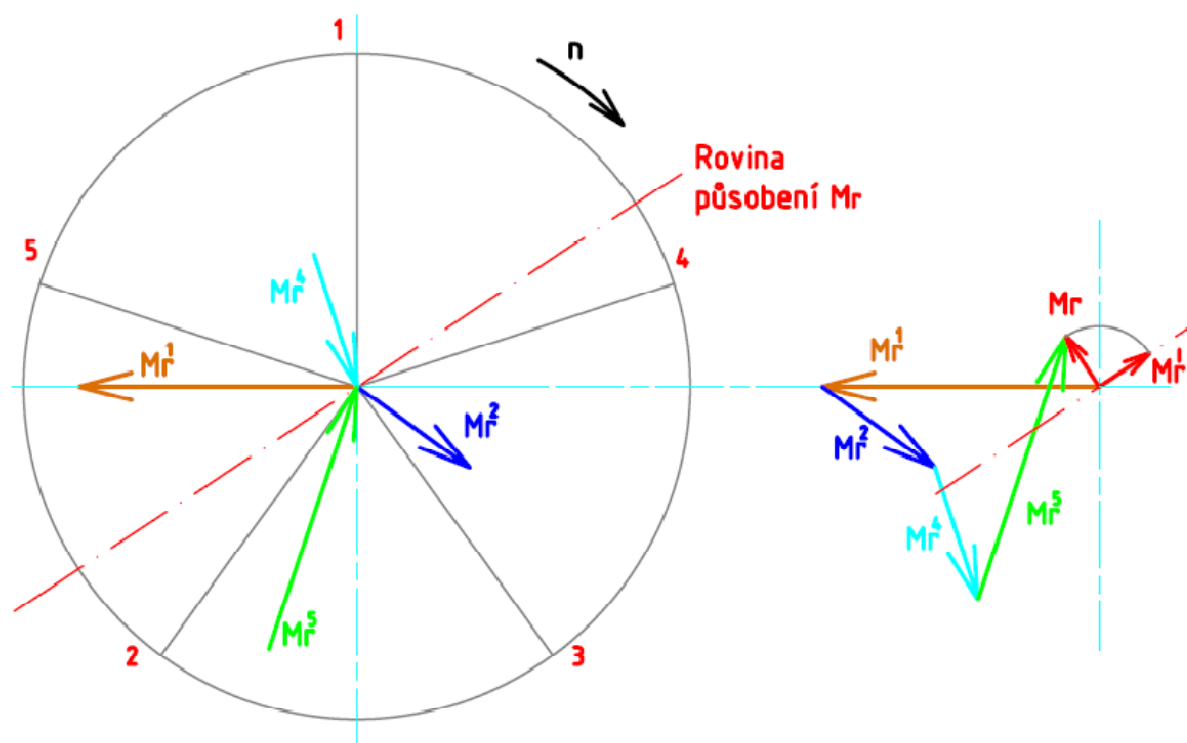
Tyto momenty vznikají od setrvačných sil. Setrvačné síly působí na jednotlivých válcích a momenty vznikají jako podélné a působí na rameni od těžištní roviny. Tyto momenty nemění svou velikost při konstantních otáčkách, ale rovina jejich působení se otáčí

s hřídelem. Tyto momenty je možné zcela vyvážit (nejsou přirozeně vyváženy). Vyvážit je lze dvěma způsoby.

Jako první způsob můžeme vyvážit odstředivou sílu na každém zalomení protizávažím. Pak nebude vytvořen žádný moment od odstředivé síly. Takto zkonstruovaná kliková hřídel má velký počet protizávaží, které zvyšují moment setrvačnosti a hmotnost klikového stroje. Toto negativum by u traktorového motoru nemělo být tak výrazné jako u motoru pro osobní vozy. Takto zkonstruovaná kliková hřídel má každé zalomení stejné a je tedy lepší a levnější pro výrobu.

Druhou možností je spočítat volný podélný moment a jeho účinek vyrušit opačným momentem vyvolaným dvojicí protizávaží. Tato varianta by pro tento motor nebyla vhodná, protože dvojice protizávaží by byla neúměrně velká a nevlezla by se do klikové skříně. Lze však uvažovat o určitém kompromisu, kdy by se každé ze dvou protizávaží symetricky rozdělilo na krajní válce a závaží bylo poloviční. Tato varianta je pro delší klikové hřídele (více válcové motory) méně vhodná z důvodu silného namáhání klikové hřídele.

Polygon vektorů momentů rotačních hmotnosti se tedy může kreslit ve směru klik, jeho výslednice se však musí pootočit o 90° , aby se umístil do správné polohy. [1]



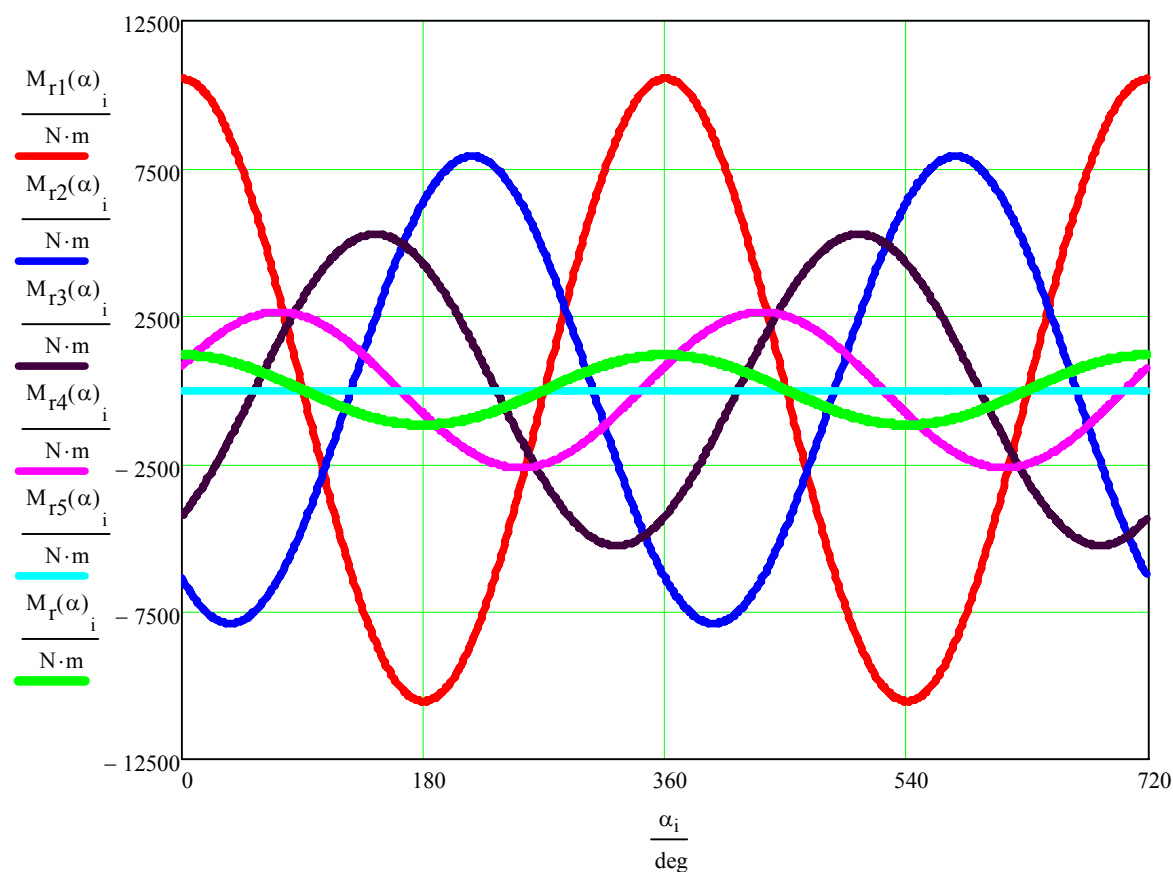
obr. 15. Stanovení výslednice momentů odstředivých sil rotačních

Analytické vyjádření:

$$M_r = 0,449 \cdot (m_r + m_2) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot h \quad [Nm] \quad (24)$$

kde h je rozteč klikových čepů [m]

Výsledný moment mění svojí velikost v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, což je patrné ze vztahu (24). Velikost v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele je zobrazena na obr. č. 16. Je zde zobrazen moment od každého válce a výsledný moment označený M_r zobrazen světle zelenou barvou.



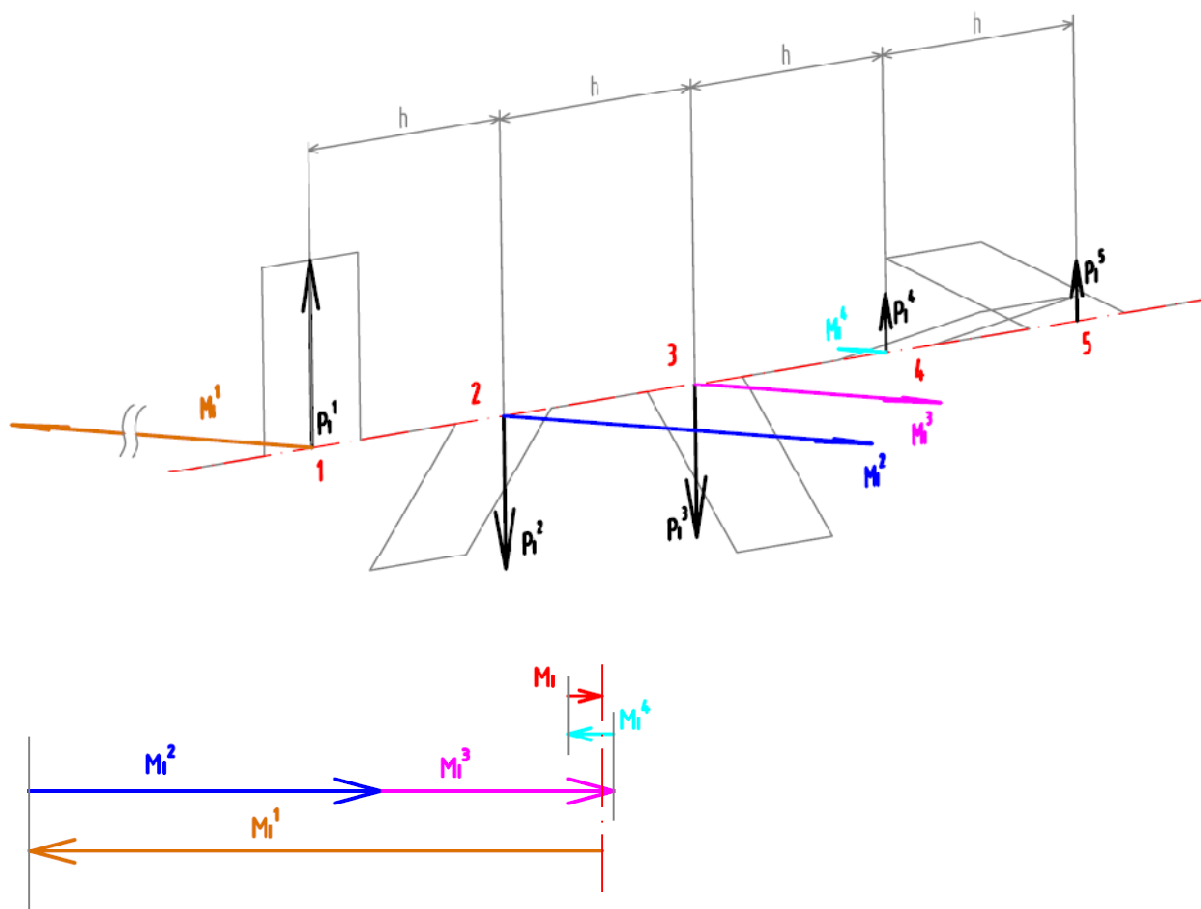
obr. 16. Grafický průběh momentů odstředivých sil rotačních

5.2.2. Momenty setrvačných sil posuvných částí prvního řádu

Protože síly vyvozující výsledný nevyvážený moment působí jen v rovině os válců, není jej možné, na rozdíl od momentu setrvačných sil rotujících součástí, vyvážit pouhou dvojicí vývažků umístěných na klikovém hřídeli. Moment setrvačných sil posuvných prvního řádu je možné eliminovat vývažky na dvou pomocných vyvažovacích hřídelích. [5] Tyto vyvažovací hřídele jsou poháněny od klikové hřídele, otáčejí se proti sobě a mají stejné úhlové rychlosti jako kliková hřídel.

Dalším možným konstrukčním řešením je použití jednoho vyvažovacího hřídele otáčejícím se opačnými otáčkami než kliková hřídel, přičemž vývažky, které by měli být na druhém vyvažovacím hřídeli, jsou umístěny na klikovém hřídeli.

Momenty (obr. 17) jsem počítal vzhledem k pátému válci, proto od pátého válce není naznačen moment.



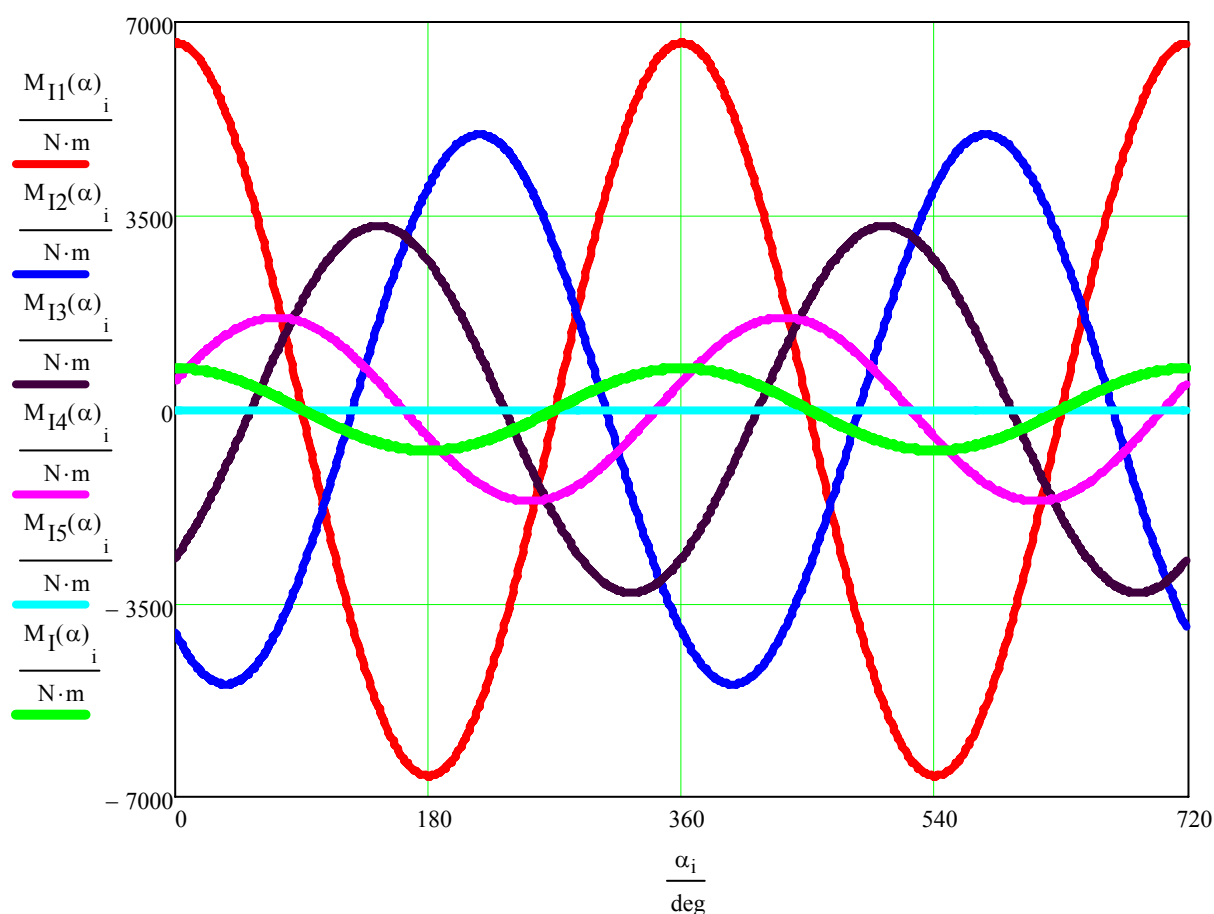
obr. 17. Stanovení velikosti momentů setrvačných sil posuvných prvního řádu

Výsledná velikost vektoru momentu M_I je relativně malá.

Analytické vyjádření:

$$M_I = 0,449 \cdot (m_p + m_1) \cdot r \cdot \varpi^2 \cdot \cos \alpha \cdot h \quad [Nm] \quad (25)$$

Výsledný moment mění svojí velikost v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, což je patrné ze vztahu (25). Velikost v závislosti na uhlu natočení klikové hřídele je zobrazena na obr. č. 18. Je zde zobrazen moment od každého válce a výsledný moment označený M_I zobrazen světle zelenou barvou.



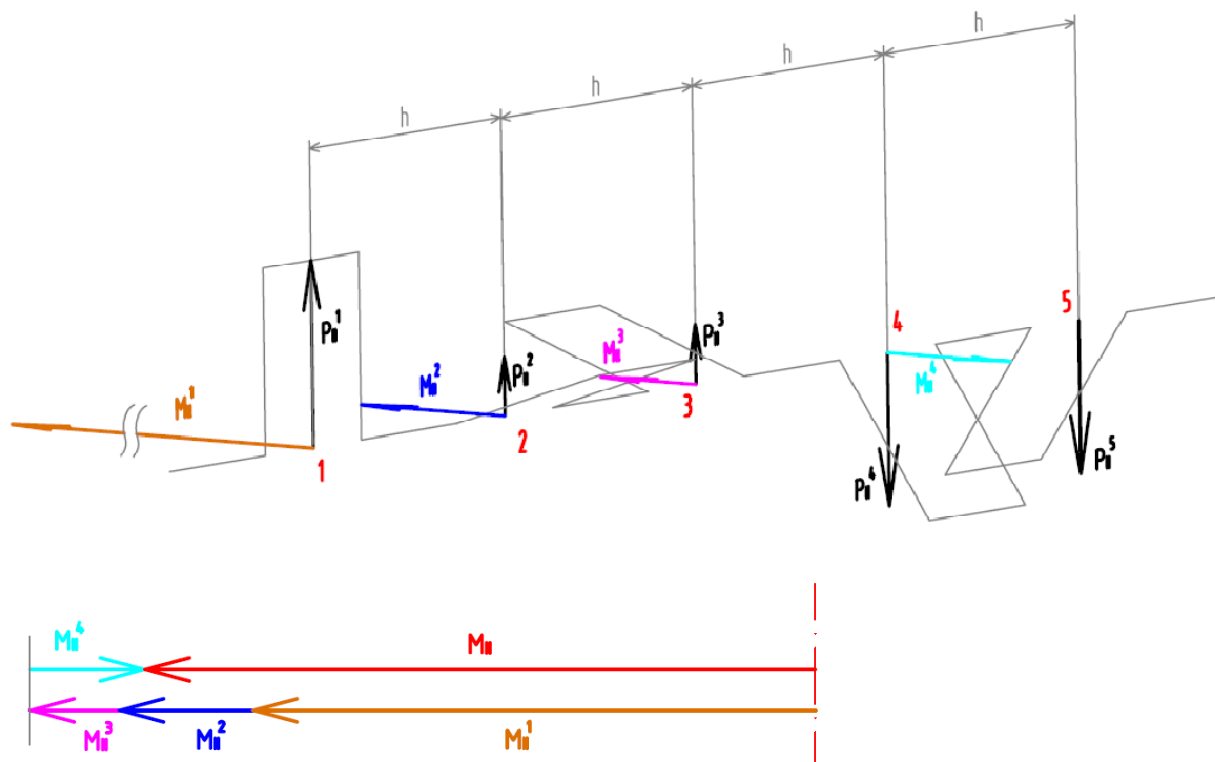
obr. 18. Stanovení velikosti momentů setrvačných sil posuvných prvního řádu

5.2.3. Momenty setrvačných sil posuvných částí druhého řádu

Výpočet těchto momentů se provádí obdobně jako u prvního řádu, avšak u druhého řádu se zdvojnásobuje úhel vynášení vektorů ve směru klik (má frekvenci 2α) a velikost je λ krát menší.

Tyto momenty nejsou přirozeně vyváženy, avšak málo kdy se vyvažují. Lze je vyvážit obdobně jako u prvního řádu, jen vyvažovací hřídele musí mít dvojnásobné otáčky.

Momenty (obr. 19) jsem počítal vzhledem k pátému válci, proto od pátého válce není naznačen moment.



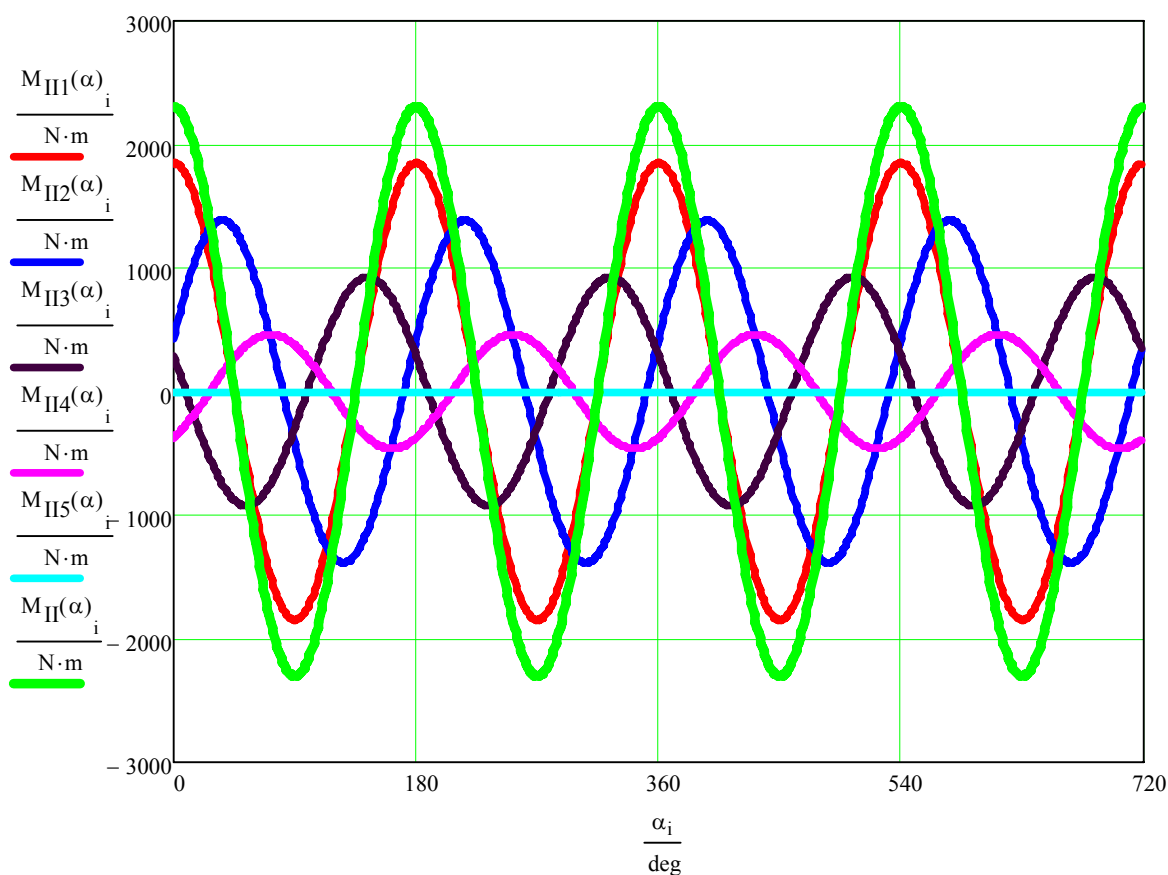
obr. 19. Stanovení velikosti momentů setrvačných sil posuvných druhého řádu

Z obrázku je jasně patrná výrazně větší velikost výsledného momentu M_{II} , tuto velikost reflektuje hodnota 4,98 ve vztahu (26) naproti hodnotě 0,449 ve vztahu (25).

Analytické vyjádření:

$$M_{II} = 4,98 \cdot \lambda \cdot (m_p + m_1) \cdot r \cdot \varpi^2 \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \cdot h \quad [Nm] \quad (26)$$

Výsledný moment mění svojí velikost v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, což je patrné ze vztahu (26). Velikost v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele je zobrazena na obr. č. 20. Je zde zobrazen moment od každého válce a výsledný moment označený M_{II} zobrazen světle zelenou barvou.



obr. 20. Stanovení velikosti momentů setrvačných sil posuvných druhého řádu

Při zpracování páté kapitoly bylo čerpáno z literatury [1,2,5].

6. Vývažky na klikovém hřídeli

Jedním z hlavních cílů této práce je stanovit hlavní rozměry klikového hřídele a také související vývažky na klikové hřídeli. Při volbě rozměrů je nutné vycházet z původní kliky čtyřválcce, aby se zachovalo co nejvíce možných rozměrů.

6.1. Návrh uspořádání vývažků na klikovém hřídeli pro případ vyvážení momentu odstředivých sil

Možností jak vyvážit tento moment je několik (viz kapitola 5). Zvolil jsem možnost úplného vyvážení odstředivé síly na jednotlivých zalomeních pomocí vývažku na klíce. Moment od odstředivých sil tedy nevznikne, protože odstředivá síla je nulová. Toto řešení má svá pozitiva i negativa. Nepatrně se zvýší hmotnost klikové hřídele (asi o 5%), avšak každé zalomení je stejné a tudíž jednodušší na výrobu. Tento motor není používán při vysokých otáčkách, a tudíž mírná hmotnost navíc nevádí. Kliková hřídel má větší setrvačnost a rovnoměrněji rozložené napětí, než v případě momentového vyvážení, při kterém jsou nestejně velké vývažky.

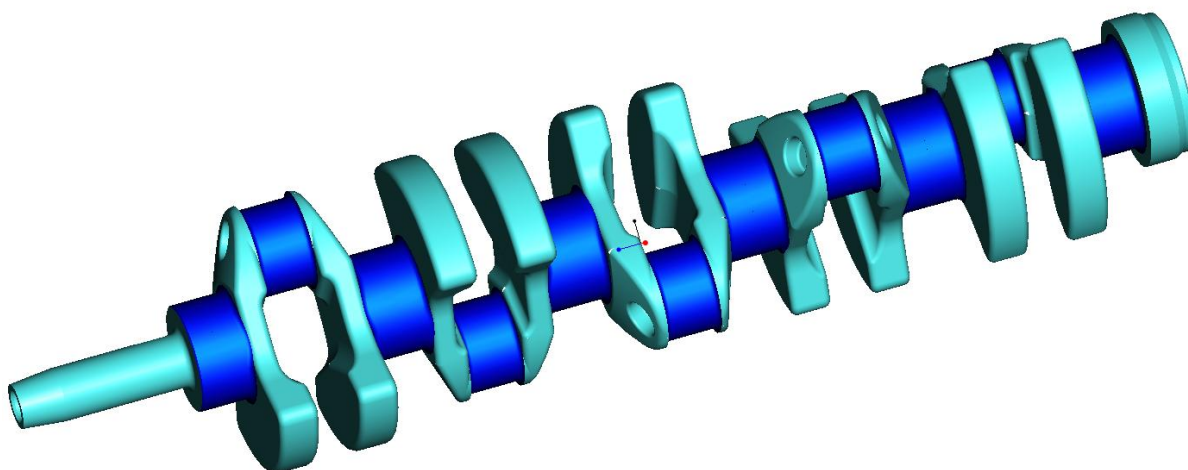
Kdybych tuto problematiku řešil analyticky, tak bych využil jednoduchou podmínku, kdy

moment zalomení se musí rovnat momentu vývažku. Moment zalomení je dán příslušnou hmotností zalomení včetně rotační hmotnosti části ojnice a poloměrem od osy otáčení klikové hřídele (vzdálenost těžiště zalomení od osy otáčení klikové hřídele). Moment vývažku je dán hmotností vývažku a vzdáleností těžiště vývažku od osy otáčení klikové hřídele.

Jelikož toto analytické řešení je trochu nepraktické a nepřesné (není jasná poloha těžiště u zalomení klikového hřídele). Využil jsem možnosti programu Pro Engineer. Umožňuje navrhnout zalomení a stanovit přesně těžiště. Poté už není vůbec výhodné pokračovat v analytickém výpočtu. Pro Engineer umožňuje jednoduše vyvážit danou klikovou hřídel nebo zalomení zadáním jednoduchých podmínek.

Pro Engineer mimo jiné obsahuje funkci optimalizace. Umožňuje optimalizovat zvolené prvky, aby se blížily nějakému konkrétnímu cíli. V mém případě to znamenalo zkonstruovat jedno zalomení klikové hřídele a staticky ho vyvážit tak, aby se měnily pouze vybrané rozměry vývažku s cílem dosáhnout nejnižší hmotnosti, případně momentu setrvačnosti. Je třeba říct, že je třeba do statického vyvážení ještě připočítat rotační hmotu ojnice. Tuto přidanou hmotnost jsem přidal jako kroužek o stejné hmotnosti na ojnicí čep. Toto jedno zalomení kliky spolu s přidanou hmotností jsem postupně staticky vyvážil. Začal jsem s jednoduchým tvarem, abych zjistil, v jakém rozmezí se asi bude pohybovat vývažek a postupně jsem tvar zesložitěoval až do finálního stavu. Pro statické vyvážení jsem si postačil s podmínkou, že těžiště zalomení a přidané hmotnosti musí ležet na ose rotace klikové hřídele.

Tato varianta klikové hřídele je dále označována jako „varianta 1“, její celková hmotnost je 52,5kg.



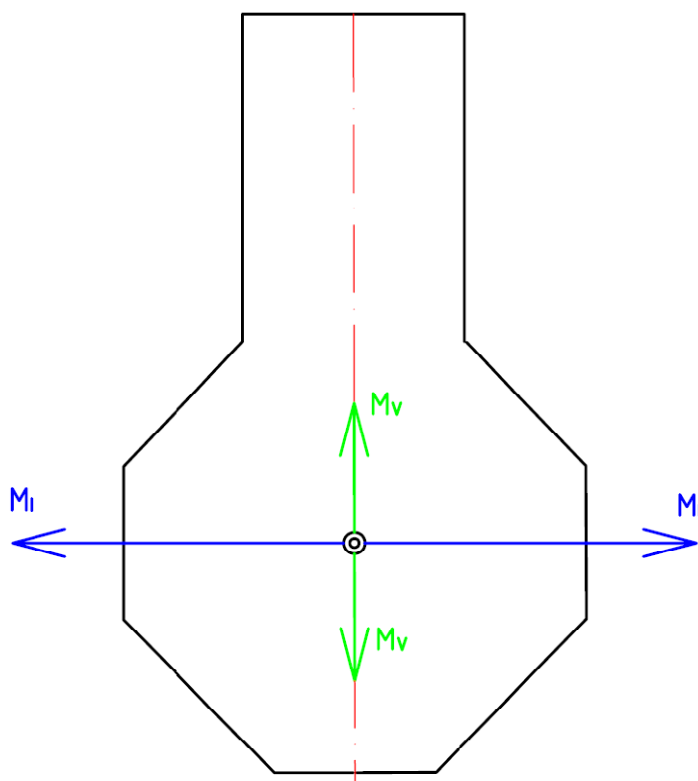
obr. 21. Kliková hřídel, varianta 1

Tabulka č. 2: Hlavní rozměry klikové hřídele:

Hlavní rozměry klikového hřídele:	
Průměr hlavního čepu [mm]	80
Délka hlavního čepu [mm]	44
Průměr ojničního čepu [mm]	66
Délka ojničního čepu [mm]	40
Rozteč válců [mm]	136
Šířka ramene zalomení [mm]	25
Maximální poloměr vývažku [mm]	98
Poloměr zalomení kliky [mm]	60
Celková délka klikové hřídele [mm]	886

6.2. Návrh uspořádání vývažků na klikovém hřídeli pro případ vyvážení momentu odstředivých sil a poloviny momentu setrvačných sil posuvných částí

Tato varianta spočívá v přenesení poloviny momentu prvního řádu od posuvných sil do kolmé roviny. Vznikne sice tímto další moment, který namáhá klikovou hřídel, ale tato možnost zmenšuje dominantní namáhání momentem od posuvných sil a přesouvá částečně tento moment do kolmé roviny. Vzniká tedy místo namáhání v jedné ose, namáhání ve dvou osách a vzniklý pohyb, kterým by se pohybovala kliková hřídel v případě „pružnějšího“ uložení je takový zvláštní „ovalitý“. Pro lepší vysvětlení je na obrázku č. 19 znázorněno vektorové působení momentu setrvačné síly prvního řádu a momentu, který vytvoří přidané vývažky.



obr. 22. Schematicky naznačené vektorové působení momentu od posuvných sil a momentu vývažku

Toto řešení se na první pohled jeví jako nepraktické a nic neřešící. Pravda je, že se částečně akusticky zklidní běh motoru, jsou méně zatížená hlavní ložiska. Navíc, v mém případě, přidaná hmotnost na vyvážení je malá, až zanedbatelná. Tento malý přídavek má za následek dlouhá kliková hřídel a velké poloměry řemenice a setrvačníku, na které lze umístit vývažek. Kdyby vývažky byly na klikové hřídeli, byly by tyto vývažky hmotnější.

Samotné řešení vyvážení je vcelku jednoduché. Postupuje se stejně, jako když chci vyvážit tento moment ze 100%. Tedy řešení s jednou vyvažovací hřídelí, otáčející se opačnými stejně velkými otáčkami a s druhými vývažky na klikové hřídeli. Rozdíl je, že nepoužiji danou vyvažovací hřídel a na klikové hřídeli nechám vývažky. Těmato vývažky na klikové hřídeli zajistím vznik nového momentu.

Vývažky jsou umístěny dva na klikovém hřídeli a to tak, že jsou umístěny v rovině, která je kolmá na třetí válec. Vývažky jsou dva, na každém konci jeden. Lze je umístit na klikovou hřídel, ale i na ostatní části klikového ústrojí umístěných na stejné hřídeli (řemenice, setrvačník). Vzhledem k tomu, že vývažky jsou méně hmotné, čím dál jsou od sebe umístěny, a čím jsou na větším průměru, rozhodl jsem se tyto vývažky umístit na řemenici a setrvačník. Toto řešení má také výhodu, že mohu použít klikový hřídel beze změn, tzn. použít klikový hřídel z předchozí kapitoly, variantu 1.

Samotné provedení vývažku může být dvojit. Buď přidáváme hmotnost, nebo na opačné straně „kotouče“ ubíráme hmotnost (frézování, vrtání). Obě možnosti vedou ke vzniku nevyvážené hmoty. Na řemenici přidám vývažek a na hmotný setrvačník vyvrtám 3 díry.

Stanovení vývažků:

Velikost vývažků plyne z jednoduché rovnice:

$$M_V = \frac{1}{2} \cdot M_I \quad [Nm] \quad (27)$$

kde M_V je moment vývažku

M_I je maximální moment od posuvných sil prvního řádu

Tuto rovnici lze rozepsat:

$$m_V \cdot r_V \cdot b = \frac{1}{2} \cdot 0,449 \cdot (m_{pist} + m_1) \cdot r_K \cdot h \quad (28)$$

kde m_V je hmotnost vývažku

r_V je poloměr těžiště vývažku od osy klikové hřídele

b je vzdálenost těžišť vývažků

V tomto vztahu se vyskytují tři neznámé. Vzdálenost b jsem určil podle výkresu setrvačníku, řemenice a jejich vzájemné polohy na klikovém hřídeli. Vybral jsem nejvhodnější místo pro vývažky na řemenici a setrvačníku. Další neznámou je poloměr těžiště r_V . Tuto neznámou jsem navrhnul taky dle polohy vývažku, které jsem určil. Poslední neznámou je hmotnost vývažku m_V , kterou jsem spočítal pro řemenici a pro setrvačník, protože tyto hmotnosti se budou lišit, jelikož vývažky nepůsobí na stejných poloměrech od klikové hřídele. Na řemenici bude hmotnější.

$$m_V = \frac{0,449}{2 \cdot r_V \cdot b} \cdot (m_{pist} + m_1) \cdot r_K \cdot h \quad [kg] \quad (29)$$

Tabulka č.3: Vypočtené vývažky:

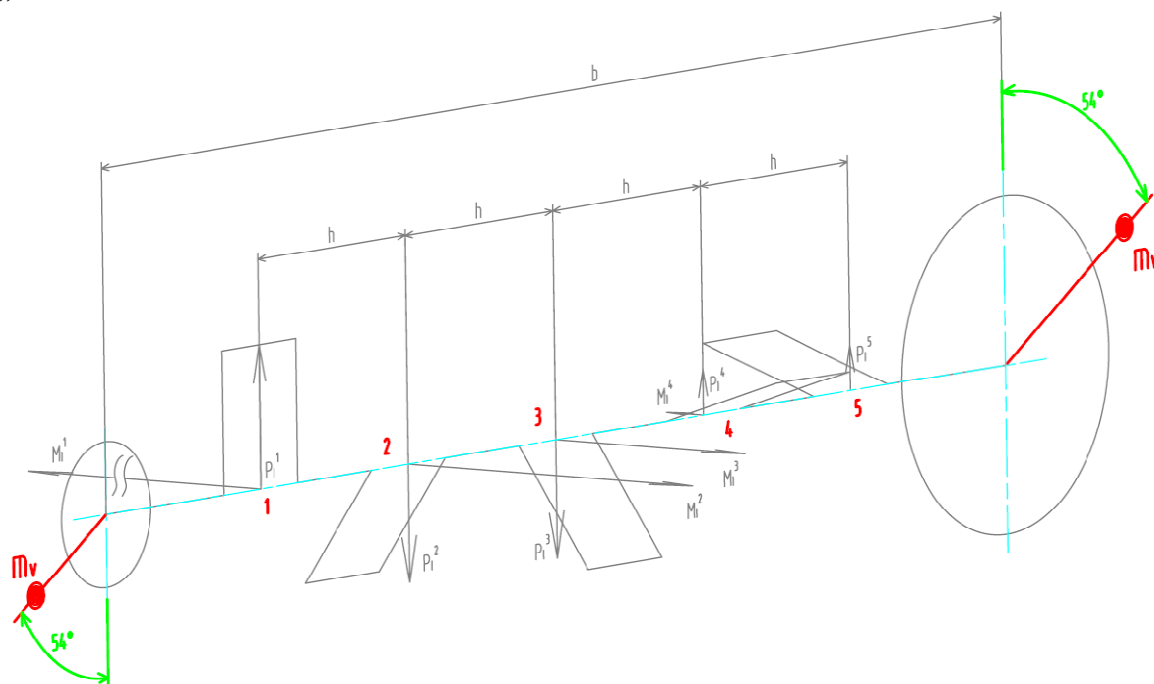
	Řemenice	Setrvačník
Hmotnosti vývažků m_v [kg]	0,0843	0,041
Poloměr vývažků r_v [mm]	73	150
Součin m_v a r_v [kg·m]	0,006153	

V tabulce je ještě uveden součin hodnot m_v a r_v , protože uvažuji stejný setrvačník a řemenici jako na čtyřválec, ale u pětiválce by se měly mírně modifikovat. Kdyby se touto koncepcí dále někdo zabýval, je tento součin důležitý.

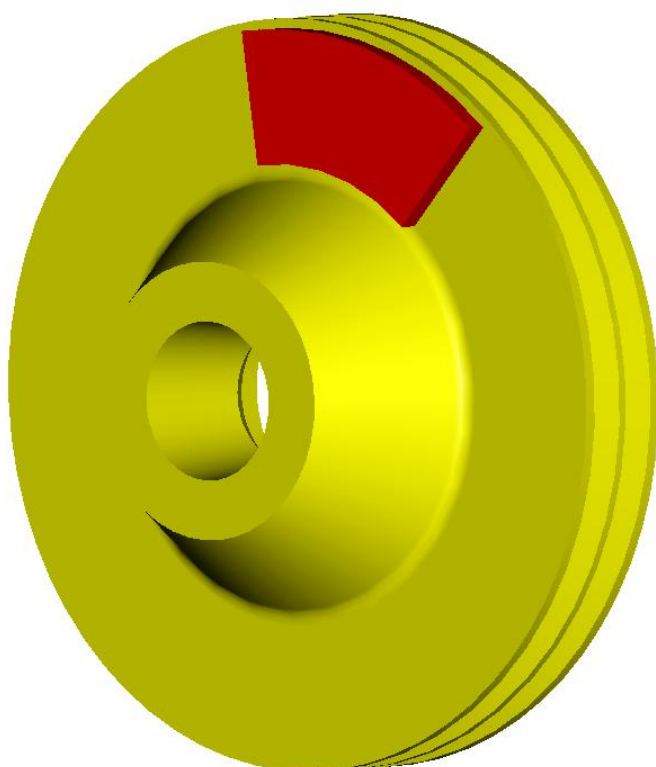
Jak jsem psal výše, tak na řemenici přidám vývažek ve formě kusu pásovinu tloušťky 5mm (viz. obr. č. 24). Šířka je 33 mm a úhel 50° . Tento vývažek se může přichytit buď svařením, nebo vyvrtat dvě díry a přichytit vývažek dvěma šrouby. Vývažek je zobrazen červeně.

Na setrvačník nebudu přidávat žádný materiál, naopak, budu ubírat vrtáním ve stejné rovině, jen na druhé straně setrvačníku (tedy na opačné straně, než je naznačeno na obrázku č. 23.). Konkrétně to jsou 3 díry průměru 10 mm s délkou 22 mm. Vývažek je zobrazen červeně.

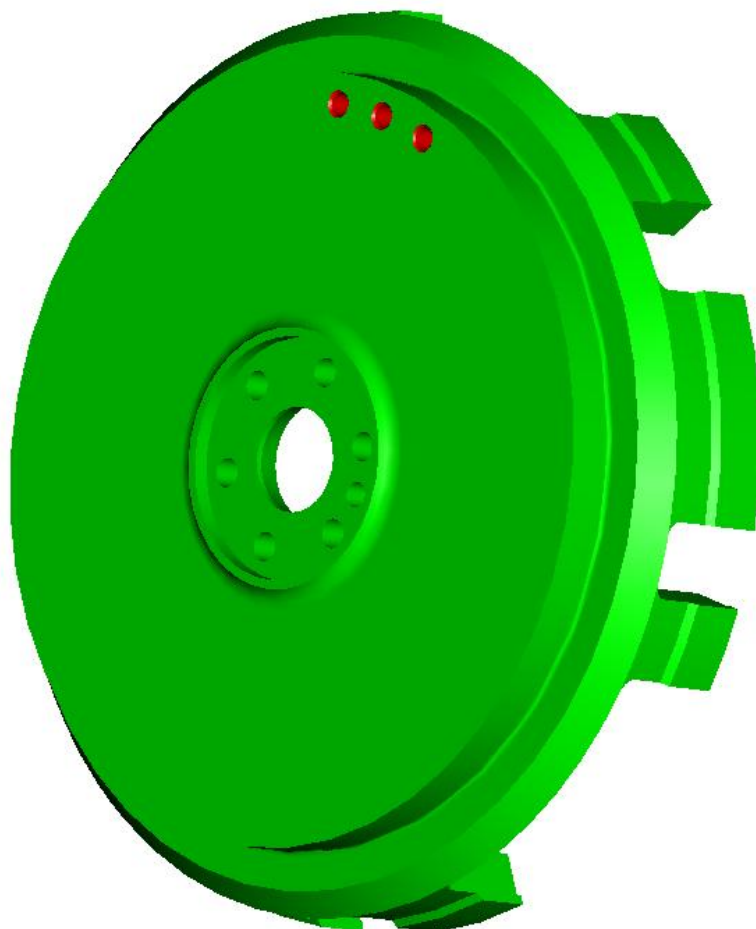
Tato varianta klikové hřídele spolu se setrvačníkem a řemenicí je dále označována jako „varianta 2“.



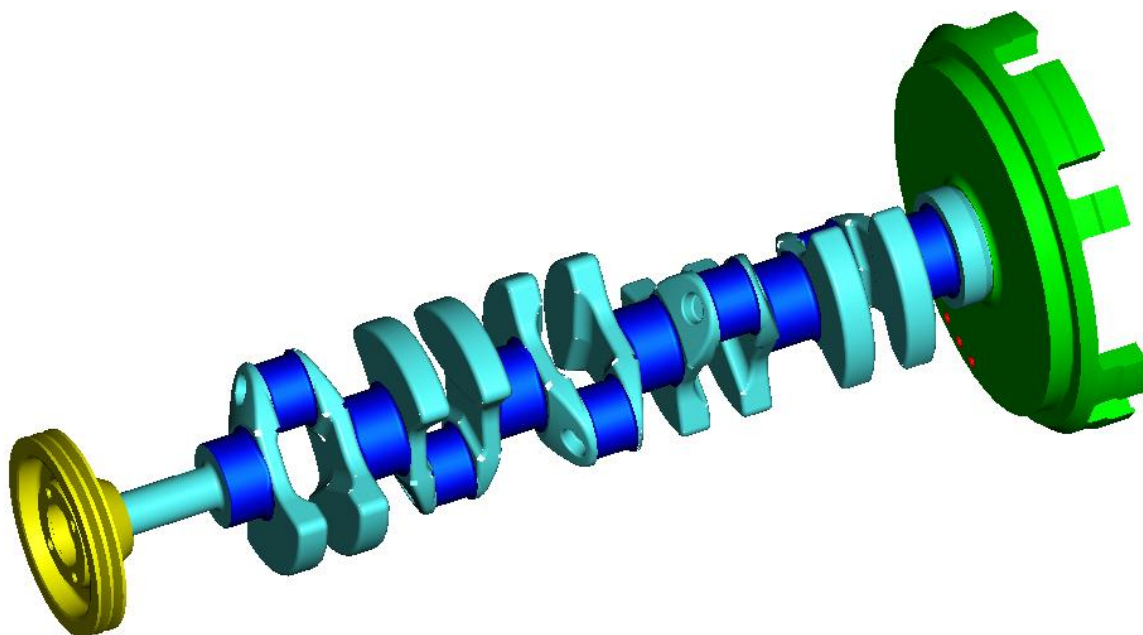
obr. 23. Schéma umístění vývažků, varianta 2



obr. 24. Umístění vývažku na řemenici, varianta 2



obr. 25. Umístění vývažku na setrvačnicku, varianta 2



obr. 26. Umístění setrvačníku a řemenice na klice, varianta 2

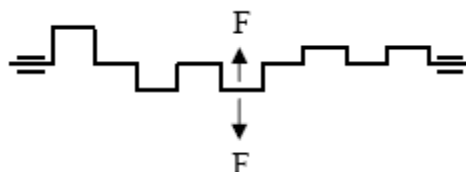
7. Torzní kmitání klikového hřídele

Kmitání klikového hřídele je jednou z hlavních příčin jeho vážných poruch. Proto je nezbytné, aby konstruktér bral problematiku kmitání klikového hřídele velmi zodpovědně v úvahu a při návrhu motoru pamatoval na to, aby zejména možnosti rezonance klikového hřídele vhodnými prostředky co nejvíce potlačil a tím zvýšil bezpečnost a životnost celé konstrukce motoru. [5]

Kmitání hřídele je způsobeno jeho pružností. Rozlišujeme tři druhy kmitání:

a) Kmitání ohybové – ohybová síla působí ve směru kolmém na osu klikové hřídele.

Náchylnost na ohybové kmitání, je tím menší, čím je menší vzdálenost mezi hlavními ložisky. Výrazný vliv také má tuhost samotné klikové hřídele a rámu motoru.



obr. 27. Ohybové namáhání klikové hřídele

b) Kmitání podélné – klikový hřídel se periodicky osově zkracuje a prodlužuje.

Toto kmitání je samo o sobě nejméně nebezpečné.



obr. 28. Podélné namáhání klikové hřídele

c) Kmitání torzní – dochází ke kroucení kolem osy klikové hřídele



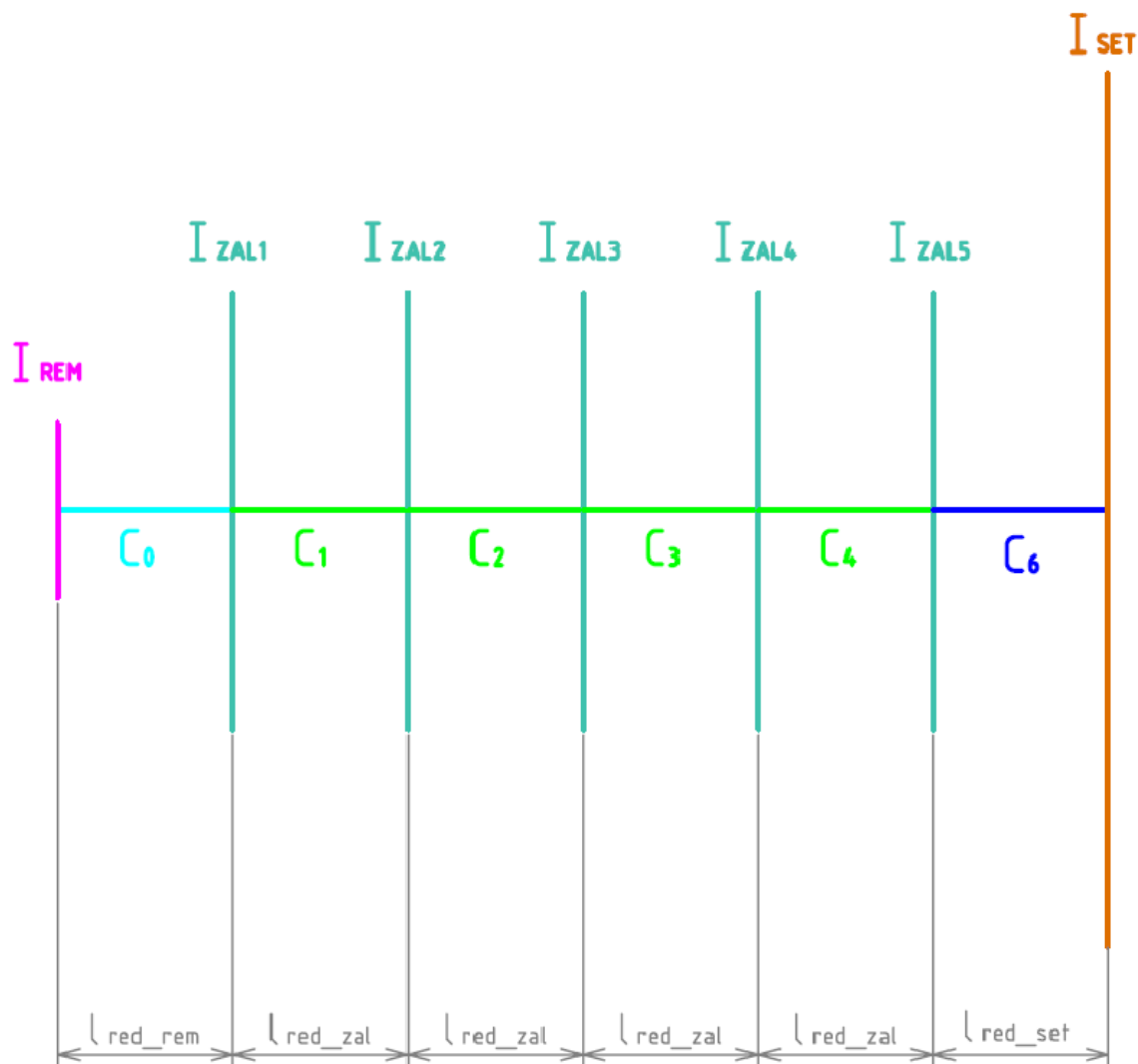
obr. 29. Torzní namáhání klikové hřídele

Nejnebezpečnější z nich, je torzní kmitání, kterým se mám dále zabývat. Toto kmitání vzniká z působení proměnlivého točivého momentu. V okamžiku, kdy se frekvence vnější deformační síly vyrovná s některou frekvencí vlastního kmitání, nastane rezonance. Otáčky, při níž došlo k rezonanci, se nazývají otáčky kritické. Namáhání klikového hřídele se při rezonanci značně zvýší, motor se začne celý chvět, hlučí, má nerovnoměrný chod a klikový hřídel se poměrně po krátké době zlomí. Torzní kmitání se přenáší i na ostatní hnaná zařízení (převodovky, rozvodovky, atd.). Výpočet kritických otáček se provádí za zjednodušených předpokladů, které usnadňují výpočty, avšak v praxi se prokázalo, že jsou dostatečně přesné. [1]

7.1. Náhradní torzní soustava

Skutečný klikový hřídel se všemi hmotnostmi, které na něj působí, se při výpočtu nahrazuje tzv. hřídelem redukovaným, který z hlediska pružnosti v kroucení je rovnocenný s hřídelem skutečným. Tímto postupem se dostane systém skládající z redukovaných hmotností a redukovaného hřídele mezi těmito hmotnostmi. Redukovaný hřídel je schematicky naznačen na obr. č. 29. Na obrázku je vidět náhrada hmotností a náhrada délek.

Klikový hřídel se nejčastěji nahrazuje hřídelem rovným o rozměrech rovných průměru hlavních čepů. Na těchto průměrech jsou v určitých redukovaných vzdálenostech uloženy myšlené redukované hmotnosti (kotouče), rovné součtu redukovaných rotujících a posuvných hmotností. [1]



obr. 29. Náhradní hřídel

7.1.1. Redukce hmot

Redukované kotouče mají stejnou velikost kinetické energie, jako příslušná část klikového ústrojí. Části klikového ústrojí rozumíme hmotu zalomení s příslušnou ojnicí a pístem s konstantním momentem setrvačnosti. Redukovanou hmotu rozdělujeme na část posuvnou a rotační. Při redukci vztahujeme momenty setrvačnosti na osu klikové hřídele a hmoty na poloměr kliky. [2]

Rotační hmota:

Tuto hmotu tvoří část hmoty ojnice (rotační hmotnost ojnice m_2) a jedno zalomení klikové hřídele. Musíme zjistit moment setrvačnosti těchto dvou částí. Moment setrvačnosti jednoho zalomení I_{zal} se zjistí snadno, vymodelováním jednoho zalomení v programu Pro Engineer a následnou analýzou v tomto programu.

Moment setrvačnosti rotační části ojnice:

$$I_{rot} = m_2 \cdot r_k^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (30)$$

Posuvná hmota:

Tato hmota redukuje všechny části v klikovém mechanismu, které konají translační pohyb. Je to tedy hmota pístní skupiny (píst, pístní čep, pístní kroužky) a část redukované hmoty ojnice konající translační pohyb m_1 , která se zjistí z dvoubodové redukce hmoty ojnice.

Moment setrvačnosti posuvných částí:

$$I_{pos} = \left[(m_{pist} + m_1) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \right] \cdot r_k^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (31)$$

kde λ je ojnicí poměr [-]

Moment setrvačnosti jednoho klikového zalomení:

Výsledný moment jednoho zalomení, tj. jednoho kotouče, se spočte superpozicí jednotlivých momentů setrvačnosti:

$$I_{ZAL} = I_{zal} + I_{pos} + I_{rot} \quad [kg \cdot m^2] \quad (32)$$

Redukce hmot na straně řemenice:

Na konci klikové hřídele je osazení na řemenici. Toto osazení, včetně řemenice, musíme také redukovat a spočítat celkový moment setrvačnosti:

$$I_{REM} = I_{rem} + I_{remKH} \quad [kg \cdot m^2] \quad (33)$$

kde I_{rem} je moment setrvačnosti řemenice získaný z Pro Engineeru [kgm^2]

I_{remKH} je moment setrvačnosti klikové hřídele z pod řemenice získaný z Pro Engineeru [kgm^2]

Redukce hmot na straně setrvačníku:

Na druhém konci klikové hřídele je osazení pro setrvačnick a samotný setrvačnick který musíme zredukovat na kotouč s momentem setrvačnosti:

$$I_{SET} = I_{set} + I_{setKH} \quad [kg \cdot m^2] \quad (34)$$

kde I_{set} je moment setrvačnosti setrvačníku získaný z Pro Engineeru [kgm^2]

I_{setKH} je moment setrvačnosti klikové hřídele z pod setrvačníku získaný z Pro Engineeru [kgm^2]

Tabulka č.4: Vypočtené hodnoty momentů setrvačnosti:

Momenty setrvačnosti náhradních kotoučů [$m^2 \cdot kg$]						
Varianta 1						
I_{REM}	I_{ZAL1}	I_{ZAL2}	I_{ZAL3}	I_{ZAL4}	I_{ZAL5}	I_{SET}
0,0174	0,041	0,041	0,041	0,041	0,041	0,5249
Varianta 2						
I_{REM_V2}	I_{ZAL1}	I_{ZAL2}	I_{ZAL3}	I_{ZAL4}	I_{ZAL5}	I_{SET_V2}
0,0179	0,041	0,041	0,041	0,041	0,041	0,5239

7.1.2. Redukce délek

Klikový hřídel nahrazujeme válcovým hřídelem s určitým redukovaným průměrem D_{red} a takovou redukovanou délkou l_{red} , aby tento náhradní hřídel měl stejnou pružnost v krutu

jako hřídel původní. [2] Tedy pokud jsou oba hřídele namáhány stejným krouticím momentem, musí se natočit o stejný úhel.

Redukovaná délka se počítá za zjednodušujících předpokladů torze I. druhu. Pro výpočty frekvencí vlastního kmitání prvního a druhého druhu je toto zjednodušení přijatelné.

Pro výpočet redukované délky existuje spousta vztahů odvozených poloempiricky a odzkoušených v praxi. Každý z těchto vztahů je nějakým způsobem omezen nebo limitován. Pro výpočet a určení daného vztahu musíme znát tyto podmínky.

Pro zjištění redukované délky jednoho zalomení jsem použil Ker – Wilsonovu formuli, která by měla být přesná.

Redukovaná délka podle Ker – Wilsona:

$$l_{red_zal} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{b_{hc} + 0,4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{b_{oc} + 0,4 \cdot D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r_k - 0,2 \cdot (D_{oc} + D_{hc})}{b_{zal} \cdot h^3} \right] [m] \quad (35)$$

kde D_{red} je redukovaný průměr, volím stejně jako hlavní čepu 80mm

b_{hc} je šířka hlavního čepu [m]

D_{hc} je průměr hlavního čepu [m]

b_{oc} je šířka ojnicního čepu [m]

D_{oc} je průměr ojnicního čepu [m]

b_{zal} je tloušťka ramene zalomení klikového hřídele [m]

h je šířka zalomení klikového hřídele [m]

Redukovaná délka klikového hřídele na straně setrvačníku:

Pro stanovení redukované délky osazení na straně setrvačníku vycházím ze vztahu pro osazenou hřídel [2].

$$l_{red_set} = (l_{1set} + 0,65 \cdot D_{hc}) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{hc}^4} + (l_{2set} - 0,65 \cdot D_{hc}) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{set}^4} [m] \quad (36)$$

kde l_{1set} je zbývající délka ojnicního čepu [m]

l_{2set} je délka náboje uchycení setrvačníku [m]

D_{set} je průměr náboje uchycení setrvačníku [m]

Redukovaná délka klikového hřídele na straně řemenice:

Pro stanovení redukované délky osazení na straně řemenice vycházím ze vztahu pro osazenou hřídel [2].

$$l_{red_rem} = (l_{1rem} + 0,1 \cdot D_{rem}) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{rem}^4} + (l_{2rem} - 0,1 \cdot D_{rem}) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{hc}^4} \quad (37)$$

kde l_{1rem} je délka náboje uchycení řemenice [m]

l_{2rem} je zbývající délka ojnicního čepu [m]

D_{rem} je průměr náboje uchycení řemenice [m]

Tabulka č.5: Vypočtené redukované délky:

Redukované délky jednotlivých částí klikového hřídele [m]		
l_{red_zal}	l_{red_set}	l_{red_rem}
0,292	0,072	1,118

7.2. Vlastní torzní kmitání

Vlastní kmitání je druh harmonického pohybu, který je vyvolán krátkodobým působením vnější síly nebo momentu síly, avšak dále probíhá bez jeho dalšího působení. Kdyby toto kmitání probíhalo beze ztrát, probíhalo by neomezeně dlouho, ale na soustavu působí pasivní odpory, které absorbují energii kmitání, a po určité době kmitání zanikne a není tedy nebezpečné. Důležité je znát frekvenci vlastního kmitání. Kdyby v určitém režimu práce motoru nastala shoda frekvence periodicky působících sil a momentů v motoru s frekvencí vlastního kmitání klikového mechanismu, vlastní kmitání by nezaniklo, ale naopak by došlo ke zvětšování amplitudy kmitů, tj. došlo by k rezonanci. [5] V praxi je potřeba znát pouze první dvě vlastní frekvence, protože ostatní vyšší frekvence leží mimo provozní otáčky motoru.

7.2.1. Torzní tuhost bezhmotných hřídelů

Jednotlivé kotouče redukovaného hřídele jsou spojeny bezhmotným válcovým hřídelem s tuhostí c .

Torzní tuhost vypočítáme dle nauky z pružnosti a pevnosti. Pro tento výpočet musíme stanovit polární kvadratický moment náhradního hřídele I_p .

Polární kvadratický moment:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} \quad [m^4] \quad (38)$$

Torzní tuhost:

$$C = \frac{G_{ocel} \cdot I_p}{l_{red}} \quad [Nm \cdot rad^{-1}] \quad (39)$$

kde G_{ocel} je modul pružnosti ve smyku materiálu klikového hřídele [MPa]

Tabulka č.6: Vypočtené tuhosti:

Tuhosti redukovaných hřídelů $[N \cdot m \cdot 10^6 \cdot rad^{-1}]$					
c_0	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5
0,291	1,116	1,116	1,116	1,116	4,508

7.2.2. Výpočet vlastního kmitání

Pro stanovení vlastních frekvencí jsem použil program HOL3VG. Je to jednoduchý program, který spočítá vlastní frekvence na základě náhradního hřídele. Program používá holzerovu metodu. Zadávat se zde jednotlivé tuhosti a momenty setrvačnosti. Pro ověření správných hodnot je ještě v příloze uveden výpočet pomocí matice tuhosti. Tento výpočet vyšel úplně stejně.

Počet možných stupňů kmitání soustavy je $n_s - 1$ [-], kde n_s je počet náhradních kotoučů soustavy. V praxi je možné znát jen první dva stupně, u ostatních stupňů se vlastní frekvence nenacházejí v provozních otáčkách motoru.

Zadání vstupních hodnot:

```
vlastni frekvence ZETOR 5 valec
7 2
0.0182 0.04185 0.04185 0.04185 0.04185 0.04185 0.52909
0.291342e6
1.116568e6
1.116568e6
1.116568e6
1.116568e6
4.508612e6
```

Vypočtené hodnoty:

```
>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION <<
*****
```

vlastni frekvence ZETOR 5 valec

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]

```
J1: .018200 J2: .041850 J3: .041850 J4: .041850
J5: .041850 J6: .041850 J7: .529090 J
```

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]

```
C1: 291342.0 C2: 1116568.0 C3: 1116568.0 C4: 1116568.0
C5: 1116568.0 C6: 4508612.0 C
```

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 1757.69 (=> N1 = 16784.7 1/min)

RELATIVE AMPLITUDES:

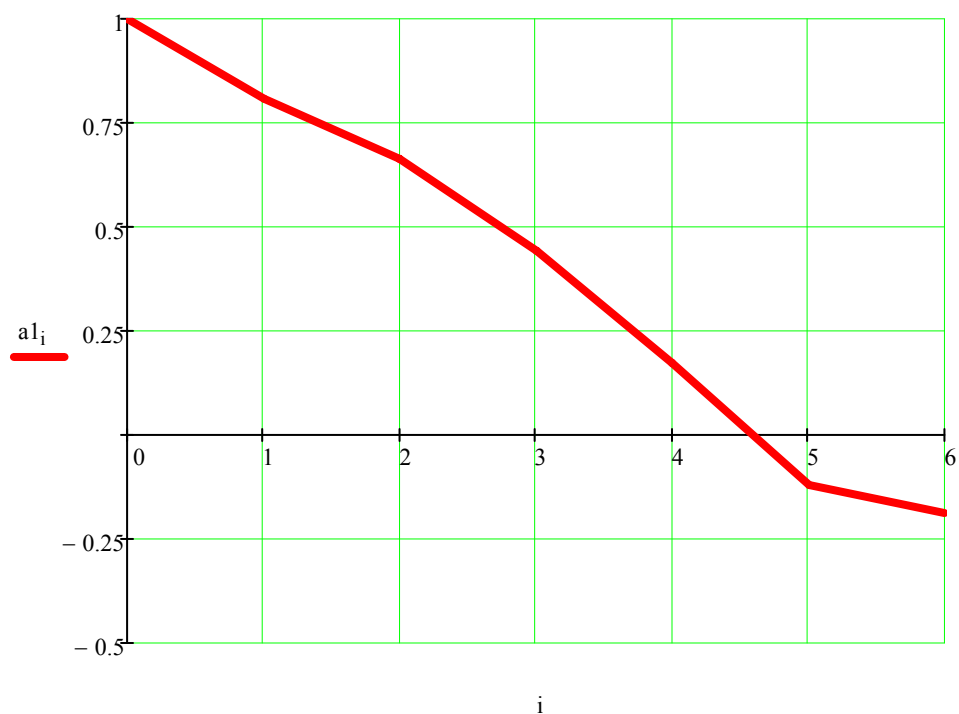
```
A1: 1.00000
A2: .80700
A3: .66319
A4: .44259
A5: .17074
A6: -.12089
A7: -.18964
```

2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 3945.08 (=> N2 = 37672.8 1/min)

RELATIVE AMPLITUDES:

```
A1: 1.00000
A2: .02774
A3: -.24213
A4: -.37076
A5: -.28311
A6: -.03031
A7: .03668
```

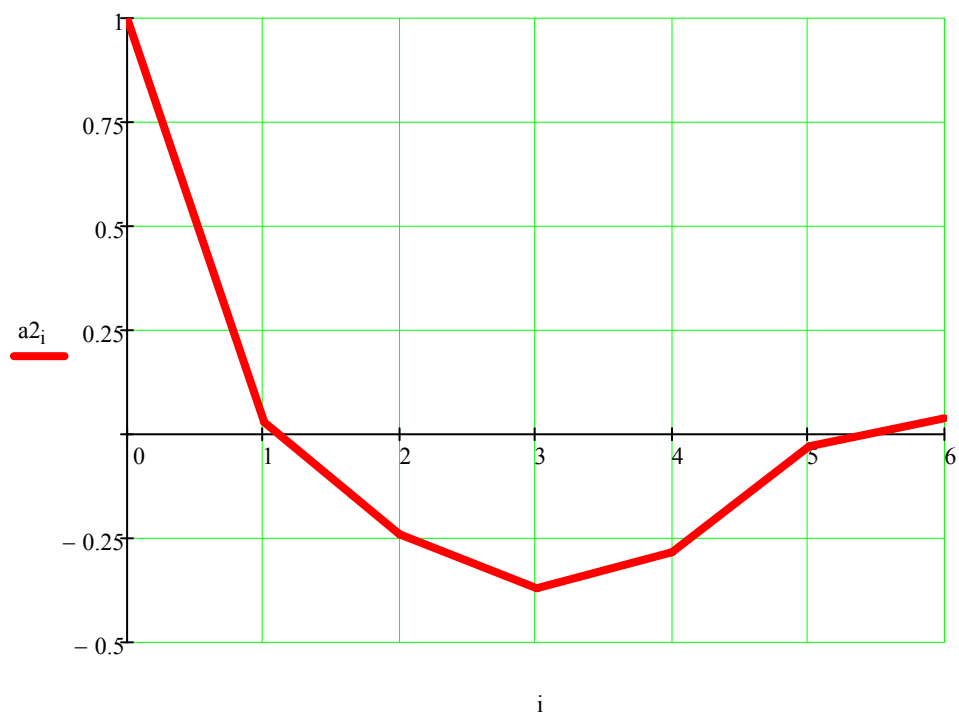
Vlastní tvary první vlastní frekvence:



obr. 30. Výkmitová čára první vlastní frekvence

Výkmitová čára charakterizuje tvar vlastního kmitání.

Vlastní tvary druhé vlastní frekvence:



obr. 31. Výkmitová čára druhé vlastní frekvence

Tabulka č. 7: Vypočtené vlastní frekvence:

První vlastní frekvence: [min ⁻¹]	Druhá vlastní frekvence: [min ⁻¹]
Varianta 1	
16785	37673
Varianta 2	
16744	37375

Nebezpečné místo je u první vlastní frekvence mezi čtvrtým a pátým válcem. U druhé vlastní frekvence mezi prvním a druhým válcem a druhé nebezpečné místo je mezi pátým válcem a setrvačnickem. Navrhovaný motor se za provozu nebude nikdy pohybovat v rozsahu 16 000 nebo 37 000 otáček. Vlastní frekvence tedy nenastane a není nebezpečná. Může ale vzniknout vynucené kmitání.

Jelikož u verze číslo dvě jsou mírně odlišné pouze momenty setrvačnosti řemenice a setrvačníku, uvádím zde pouze výsledky a výpočet je uveden v příloze. Vlastní frekvence se liší jen minimálně.

7.3. Vynucené torzní kmitání

Vlastní torzní kmitání vymizí po krátkém čase vlivem tlumících odporů, takže samo o sobě není nebezpečné. Periodicky proměnný krouticí moment na jednotlivých klikách způsobí však vynucené kmitání klikového hřídele, které může být nebezpečné pro jeho pevnost. [2] Tento proměnný krouticí moment lze zapsat jako harmonické kmitání s určitou frekvencí ω a Momentem M , který se nazývá budící moment.

7.3.1. Harmonická analýza budícího momentu

Budícím momentem torzního kmitání u spalovacího motoru je točivý moment působící na jednotlivých klikách a jeho průběh v závislosti na čase nebo uhlu pootočení klikového hřídele lze popsat periodickou funkcí. Tuto periodickou funkci s periodou dvou otáček klikového hřídele tedy lze vyjádřit Fourierovou řadou sinusových funkcí s různou amplitudou a fázovým posunem (harmonická analýza). Rozklad budícího momentu na harmonické složky lze provést například v oboru komplexních čísel podle vzorce:

$$h_K = \frac{2}{n_p} \cdot \sum_{j=0}^{n_p-1} M_{k_j} \cdot e^{i \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{n_p} \right)} \quad [Nm] \quad (40)$$

kde n_p je počet vzorků [-]

i je imaginární jednotka

k je počet diskrétních vzorků

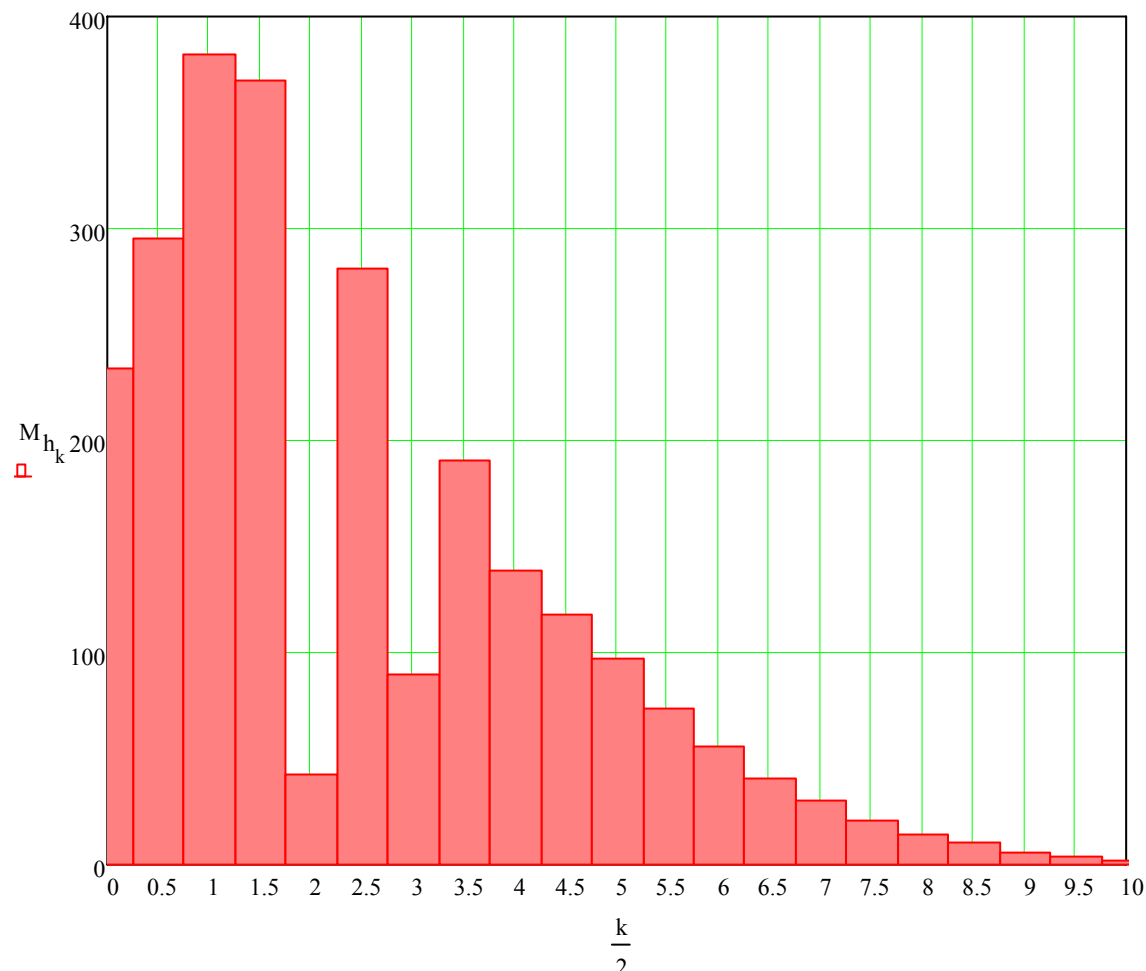
M_k je krouticí moment jednoho zalomení

Podle toho, kolik má harmonická složka period za jednu otáčku klikové hřídele, rozeznáváme její řád κ . U čtyřdobého motoru je řád harmonické složky dán celistvým násobkem jedné poloviny.

$$\kappa = \frac{k}{2} \quad [-] \quad (41)$$

kde k je 1,2,3,...,n

Zjišťují se hlavní řády, při nichž mají harmonické složky synchronní průběh. U motorů s pravidelnými rozestupy zážehu se snadno určí. Hlavní řády mají hodnotu celočíselného násobku polovičního počtu válců a u pětiválce jsou to řády $\kappa=2,5;5;7,5;10,\dots$. Vyšší řády mají zanedbatelnou velikost.



obr. 32. Graf harmonické analýzy krouticího momentu

7.3.2. Kritické otáčky

Každá z harmonických složek krouticího momentu vzbuzuje nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání stejné frekvence, jako má tato složka. Složka řádu κ způsobuje tedy při otáčkách motoru n vynucené kmitání vlastní frekvence $\kappa \cdot n$. Spalovací motor má tedy řadu kritických otáček příslušných kmitání jedno uzlovému, dvou uzlovému nebo i vyšším stupňům kmitání. [2] Uvažuje se pouze jedno a dvoj uzlové kmitání, protože více uzlové leží v hodně vysokých otáčkách, ve kterých motor nepracuje.

Rezonanční otáčky se určí:

$$n_{rez} = \frac{60 \cdot N}{\kappa} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (42)$$

kde N je frekvence vlastních kmitů [Hz]

Jestliže se kritické otáčky nachází v používaném pásmu otáček motoru, nazývají se rezonančními otáčkami (označeny červeně v tab. č. 8 a 9). Je zapotřebí, aby motor nebyl provozován v těchto otáčkách. To znamená, že tyto otáčky musí být rychle přejížďeny (vyloučeny z trvalého provozu) případně provést konstrukční změny nebo použít tlumič torzních kmitů.

Z těchto kritických otáček nejsou však všechny nebezpečné pro pevnost klikového hřídele, neboť velikost rezonančních výchylek (nakroucení hřídele) závisí na velikosti harmonických složek a na vydatnosti rezonancí. [2]

Tabulka č. 8: Vypočtené rezonanční otáčky, varianta 1:

Řád harmonické složky	Rezonanční otáčky jedouzlového kmitání	Rezonanční otáčky dvojzlového kmitání
K	n_{kr}	n_{kr2}
[-]	$[\text{min}^{-1}]$	$[\text{min}^{-1}]$
0,5	33570	75343
1	16785	37672
1,5	11190	25114
2	8392	18836
2,5	6714	15069
3	5595	12557
3,5	4796	10763
4	4196	9418
4,5	3730	8371
5	3357	7534
5,5	3052	6849
6	2797	6279
6,5	2582	5796
7	2398	5382
7,5	2238	5023
8	2098	4709
8,5	1975	4432
9	1865	4186
9,5	1767	3965
10	1678	3767

Tabulka č. 9: Vypočtené rezonanční otáčky, varianta 2:

Řád harmonické složky	Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání	Rezonanční otáčky dvojnouzlového kmitání
k	n_{kr}	n_{kr2}
[-]	$[\text{min}^{-1}]$	$[\text{min}^{-1}]$
0,5	33488	74749
1	16744	37375
1,5	11163	24916
2	8372	18687
2,5	6698	14950
3	5581	12458
3,5	4784	10678
4	4186	9344
4,5	3721	8305
5	3349	7475
5,5	3044	6795
6	2791	6229
6,5	2576	5750
7	2392	5339
7,5	2233	4983
8	2093	4672
8,5	1970	4397
9	1860	4153
9,5	1763	3934
10	1674	3737

7.4. Posouzení aplikace dynamického tlumiče torzních kmitů

Z traktorového motoru vychází přední vývodový hřídel (výbava na přání [6]), přes který mohou být poháněny jiné zemědělské stroje. Tento převod na nižší otáčky je realizován ozubenými koly přímo z klikové hřídele. Ozubené soukolí je všeobecně náchylné na torzní výchylky, protože dochází ke kontaktu boků zubů a to vytváří mimo jiné akustický hluk. Je tedy nezbytně nutné mít na konci klikové hřídele minimální torzní kmity. Tuto podmínku se málo kdy podaří splnit pouhou konstrukcí klikového mechanismu a jsme nuceni použít tlumič torzních kmitů.

Jako porovnávací údaj, jsem tedy vzal torzní výchylky v rezonanci v provozním spektru otáček motoru. Porovnal jsem torzní výchylky u čtyřválců [8] a u mého pětiválce.

Musel jsem spočítat relativní vydatnost rezonančních kmitů jednotlivých harmonických složek a následně jejich torzní výchylky (výchylky volného konce klikové hřídele).

Relativní vydatnost rezonančních kmitů:

$$\varepsilon = \sqrt{\left[\sum (a \cdot \cos(\sigma))\right]^2 + \left[\sum (a \cdot \sin(\sigma))\right]^2} \quad [-] \quad (43)$$

kde a jsou poměrné amplitudy vlastních frekvencí $[-]$

σ je úhel mezi vektory směrové hvězdice $[^\circ]$

Torzní výchylky v rezonanci:

$$\phi_j = \frac{M_h \cdot \varepsilon_j}{\zeta \cdot \Omega_s \cdot \left[\sum_i a_i^2\right]} \cdot \frac{180}{\pi} \quad [^\circ] \quad (44)$$

kde M_h je výsledný krouticí moment z harmonické analýzy $[\text{Nm}]$

ζ je tlumicí odpor $[\text{Nm} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}]$

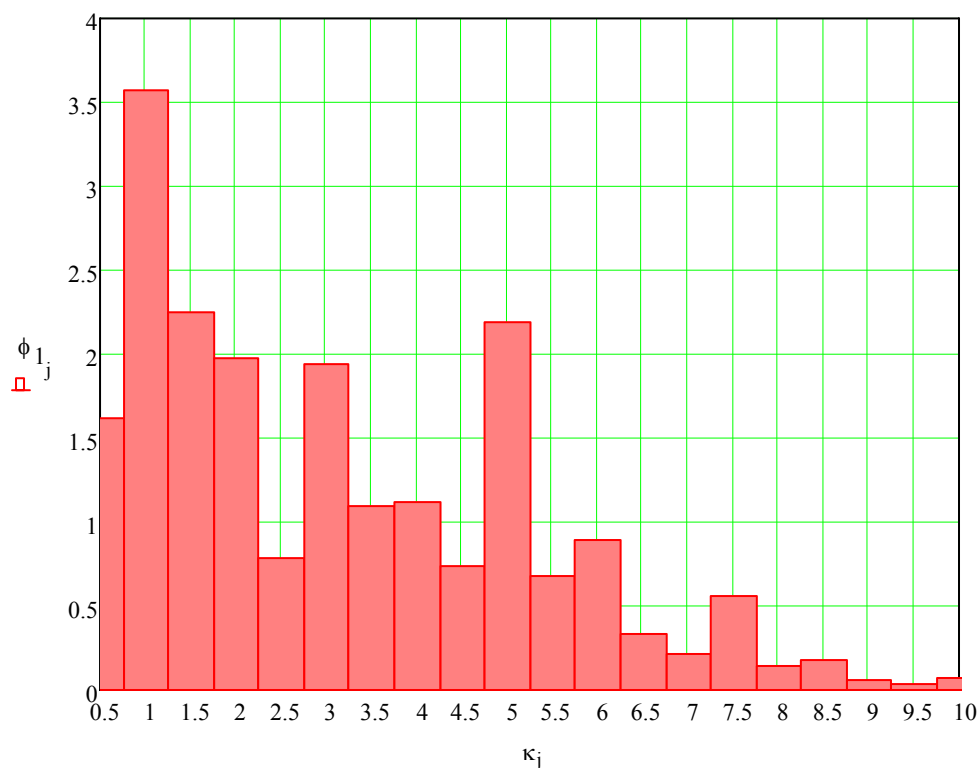
Ω je úhlová rychlost rezonančního kmitání soustavy $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$

Tabulka č. 10: Vypočtené torzní výchylky v rezonanci volného konce klikové hřídele:

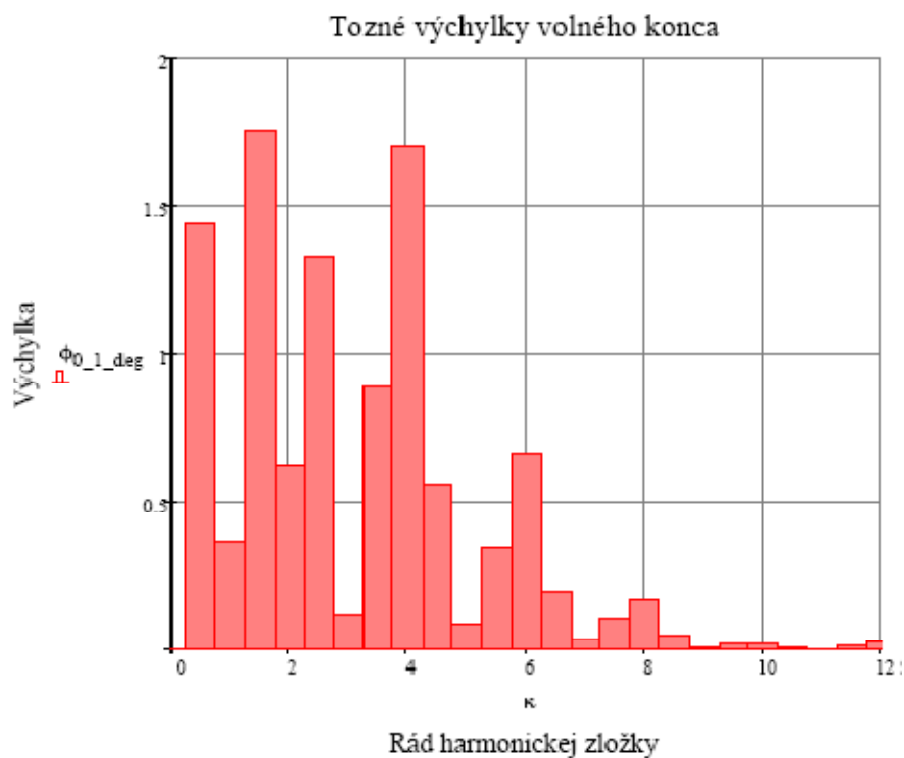
Torzní výchylky v rezonanci		
Řád	První vlastní frekvence	Druhá vlastní frekvence
$\kappa [-]$	$\phi_1 [^\circ]$	$\phi_2 [^\circ]$
0,5	1,62	1,90
1	3,58	0,60
1,5	2,25	1,08
2	1,97	3,29
2,5	0,78	0,76
3	1,95	2,28
3,5	1,09	0,18
4	1,12	0,54
4,5	0,74	1,23
5	2,19	2,14
5,5	0,68	0,79
6	0,89	0,15
6,5	0,33	0,16
7	0,22	0,36
7,5	0,56	0,55
8	0,14	0,17
8,5	0,18	0,03
9	0,06	0,03
9,5	0,03	0,05
10	0,07	0,07

Jelikož hodnoty varianty 1 a varianty 2 se prakticky neliší, počítám v této kapitole s první variantou. Z rezonančních otáček je patrné, že v provozním pásmu otáček se nachází 6,5 až

10 uvažovaný řád. Ostatní vyšší řády jsem už neuvažoval, protože jsou zanedbatelné. V tomto spektru se nejvíce projevil řád 7,5, který je hlavním řádem. Hodnoty nakroucení volného konce jsou zobrazeny v tabulce č. 10.



obr. 33. Graf torzní výchylky v rezonanci ve stupních první vlastní frekvence



obr. 34. Graf torzní výchylky v rezonanci ve stupních první vlastní frekvence čtyřválce [8]

Na obr. č. 33, je zobrazen průběh nakroucení řešeného pětiválcového motoru a na obr. č. 34 je uveden pro porovnání průběh nakroucení čtyřválcového motoru Zetor, ze kterého řešený pětiválec vychází. U čtyřválců se v provozní oblasti nachází řád 9 až 12. Porovnáním těchto oblastí grafů, jsem zjistil, že čtyřválec má daleko menší nakroucení klikové hřídele. V provozním rozsahu je maximální natočení $0,023^\circ$ u řádu 12. Naproti tomu u pětiválců je v provozním rozsahu řád 7,5, který je hlavní a nakroucení je $0,56^\circ$. Tento řád odpovídá 2238 otáčkám za minutu, tedy otáčkám maximálního výkonu motoru. Toto zjištění je velice špatné, protože traktor se hodně často provozuje v režimu maximálního výkonu a tyto otáčky nemohou být rychle přejížděny. Ostatní řády nejsou tak výrazné, ale nakroucení je i tak větší než u čtyřválců. Z tohoto výsledku musím bezpodmínečně doporučit pro provoz tohoto motoru použití torzního tlumiče. Asi by se jednalo o pryžový torzní tlumič, který by měl být naladěn na maximální eliminaci hlavního řádu 7,5.

Při zpracování sedmé kapitoly bylo čerpáno z literatury [1,2,4,5,6].

8. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout vznětový pětiválcový motor, který by koncepčně a technicky vycházel ze čtyřválcového motoru Zetor. Válcovou jednotku jsem kompletně zachoval z důvodu minimalizace nákladů, a proto kinematické veličiny zůstaly stejné jako u čtyřválců. Blok motoru jako takový, zůstane stejný, jen přibude ještě jeden válec. Změnila se kliková hřídel kvůli jinému rozestupu zážehu, aby motor měl pravidelné rozestupy zapalování. Dále jsou jiné vývažky na klikové hřídeli (viz. kapitola 6).

Co se týče vyváženosti čtyřválců a pětiválců, tak jsou zde rozdíly. U pětiválců jsou přirozeně vyváženy veškeré síly (rotační a posuvné) naproti tomu u čtyřválců není přirozeně vyvážen druhý řád setrvačných sil posuvných, navíc ještě s vysokou amplitudou. Co se týče momentového vyvážení, tak u čtyřválců jsou momenty od rotačních a posuvných sil přirozeně vyváženy. U pětiválců není ani jeden z těchto tří momentů přirozeně vyvážen. Aby tyto momenty byly vyváženy, musíme provést nějakou konstrukční úpravu ve formě vývažku nebo vyvažovacích hřídelí (viz. kapitola 5 a 6). Ze zadání jsem navrhnul dvě možnosti vyvážení. Z hlediska vyvažování a i technologičnosti výroby klikové hřídele je na tom pětiválec hůře než čtyřválec.

Další část návrhu se týká torzního kmitání. Bylo třeba spočítat pro obě předešlé varianty vlastní frekvenci, tvary torzních kmitů a stanovit rezonanční otáčky. Obě navrhované varianty vyšly velmi podobně, protože u druhé varianty jsem přidal (nebo ubral) malé množství vývažku oproti první variantě. Rezananční otáčky nastaly jen v případě první vlastní frekvence u vysokých řádů, tedy s malou amplitudou. Bohužel v následujícím kroku zjišťování torzních natočení konce klikové hřídele jsem zjistil, že jeden z hlavních řádů, který má velké úhlové natočení klikové hřídele, působí zrovna v oblasti maximálního výkonu motoru, ve kterém jsou menší traktory nejčastěji provozovány. Ostatní řády, které způsobují rezonanční otáčky, způsobují daleko menší úhlové natočení. Když jsem porovnal tyto hodnoty natočení se čtyřválcem, ze kterého jsem vycházel, tak u čtyřválců vycházejí daleko menší úhlové natočení v provozní oblasti.

Z tohoto zjištění plyne jednoznačný závěr. Pětiválec se bez použití tlumiče torzních kmitů neobejde. Když vezmeme v úvahu, že čtyřválec se obejde bez tlumiče torzních kmitů, vzniká další ušetření nákladu a zjednodušení oproti pětiválci. Tak se nabízí otázka: Má

vůbec pětiválec smysl? Jestli vůbec nabízí nějaké pozitivum oproti čtyřválci. Jestli má cenu vkládat spoustu peněz do vývoje něčeho, co se nikdy nebude masově používat. Navíc když Zetor vyvíjí šestiválec a výkon tohoto pětiválce by mohl dosáhnout dnes běžným omezením výkonu. Nejsem ekonom, takže na ekonomické otázky nemohu dát zaručenou odpověď, mohu napsat jenom svůj názor. Ten je takový, že nějaké důležité soudy o osudu tohoto nebo podobného pětiválce by měly být založeny na dalším relevantním zkoumání této koncepce a zkoušením dalších různých variant. Možná se najde nějaká varianta, která bude mít více pozitivních parametrů ve srovnání se čtyřválcem, než tato uvedená v této práci. Jako první se nabízí aplikace torzního tlumiče pro tento motor a následné porovnání. Mohlo by se vyzkoušet i momentově vyvážit klikový hřídel.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha : SNTL, 1983. 488 s.
- [2] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé, I. díl*. Druhé vydání. Praha : SNTL, 1962. 544 s.
- [3] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé, II. díl*. Druhé vydání. Praha : SNTL, 1964. 588 s.
- [4] BARTONÍČEK, Ladislav. *Konstrukce pístových spalovacích motorů*. Druhé přepracované vydání. Liberec : VŠST Liberec, 1992. 195 s. ISBN 80-7083-094-8
- [5] HOŠEK, František. *Spalovací motory - konstrukce*. Brno : Univerzita obrany, 2008. 102 s. ISBN 978-80-7231-586-4.
- [6] BAUER, František. *Traktory*. Brno : Profi Press, 2006. 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
- [7] JADELSKÝ, Jan. *Dynamika klikového mechanismu* [online]. Brno : VUT, 2009. 4 s. Přednášky. VUT FSI. Dostupné z WWW:
<http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/html/motory_a_pohony/pohony_a_motory/prednasky/oficialni_sylaby/6-1-klikovy_mechanismus.pdf>.
- [8] BAUZA, Erik. *Pryžový tlumič torzních kmitů čtyřválcového vznětového motoru*. Brno, 2010. 63 s. Diplomová práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ.

Seznam použitých zkratk a symbolů

a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení písti
a_1, a_2	$[-]$	Poměrné amplitudy první a druhé vlastní frekvence
a_1, a_2	$[m \cdot s^{-2}]$	První a druhá harmonická složka zrychlení pístu
a_{hk}	$[-]$	Reálná složka harmonické analýzy kroutícího momentu
b	$[m]$	Vzdálenost vývažků
b_1, b_2	$[-]$	Poměrné amplitudy první a druhé vlastní frekvence V_2
b_{hc}	$[mm]$	Šířka hlavního čepu
b_{hk}	$[-]$	Imaginární složka harmonické analýzy kroutícího momentu
b_{oc}	$[mm]$	Šířka ojnicního čepu
b_{zal}	$[mm]$	Tloušťka ramene zalomení klikové hřídele
c_s	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední pístová rychlost
C	$[Nm \cdot rad^{-1}]$	Torzní tuhost
C_{mat}		Matice tuhosti
D	$[mm]$	Vrtání válců
D_{hc}	$[mm]$	Průměr hlavního čepu
D_{oc}	$[mm]$	Průměr ojnicního čepu
D_{red}	$[mm]$	Redukovaný průměr
D_{rem}	$[mm]$	Průměr náboje uchycení řemenice
D_{set}	$[mm]$	Průměr náboje uchycení setrvačnicku
F_I	$[N]$	Setrvačná síla prvního řádu
F_{II}	$[N]$	Setrvačná síla druhého řádu
F_{bo}	$[N]$	Boční síla na píst
F_c	$[N]$	Celková síla
F_{cr}	$[N]$	Celková radiální síla
F_{o2}	$[N]$	Celková síla přenášená ojnicí
F_p	$[N]$	Síla od tlaku plynu
F_{pc}	$[N]$	Síla ve směru ojnice
F_r	$[N]$	Síla radiální
F_s	$[N]$	Síla setrvačná
F_{s1}, F_{s2}	$[N]$	První a druhá harmonická složka setrvačné síly
F_{spc}	$[N]$	Setrvačná síla
F_t	$[N]$	Síla tangenciální
G_{ocel}	$[MPa]$	Modul pružnosti klikového hřídele ve smyku
h	$[m]$	rozteč klikových čepů
h_k	$[-]$	Složka v harmonické analýze budícího momentu
I_p	$[m^4]$	Polární moment setrvačnosti náhradního hřídele
I_{pos}	$[m^2 \cdot kg]$	Moment setrvačnosti posuvných částí
I_{rem}	$[m^2 \cdot kg]$	Moment setrvačnosti řemenice
I_{REM}	$[m^2 \cdot kg]$	Celkový moment setrvačnosti náhradního kotouče řemenice
I_{remKH}	$[m^2 \cdot kg]$	Moment setrvačnosti klikové hřídel pod řemenicí
I_{set}	$[m^2 \cdot kg]$	Moment setrvačnosti setrvačnicku
I_{SET}	$[m^2 \cdot kg]$	Celkový moment setrvačnosti náhradního kotouče setrvačnicku
I_{setKH}	$[m^2 \cdot kg]$	Moment setrvačnosti klikové hřídel pod setrvačnickem
I_{rot}	$[m^2 \cdot kg]$	Moment setrvačnosti rotačních částí
I_{zal}	$[m^2 \cdot kg]$	Moment setrvačnosti zalomení
I_{ZAL}	$[m^2 \cdot kg]$	Celkový moment setrvačnosti zalomení

i_v	[-]	Počet válců
k	[-]	Pomocná konstanta pro výpočet harmonických složek
k_z	[-]	Zdvihový poměr
l	[mm]	Délka ojnice
l_{1rem}	[mm]	Zbývající délka ojnicního čepu
l_{2rem}	[mm]	Délka náboje uchycení řemenice
l_{1set}	[mm]	Zbývající délka ojnicního čepu
l_{2set}	[mm]	Délka náboje uchycení setrvačníku
l_{red_rem}	[m]	Redukovaná délka klikové hřídele pod řemenicí
l_{red_set}	[m]	Redukovaná délka klikové hřídele pod setrvačníkem
l_{red_zal}	[m]	Redukovaná délka zalomení
M		Matice hmotnosti
M_I	[Nm]	Moment setrvačných sil posuvný prvního řádu
M_{II}	[Nm]	Moment setrvačných sil posuvný druhého řádu
M_h	[Nm]	Kroutící moment harmonického řádu
M_{KV}	[Nm]	Kroutící moment určitého válce
M_{kHC}	[Nm]	Kroutící moment hlavního čepu určitého válce
M_{kOC}	[Nm]	Kroutící moment ojnicního čepu určitého válce
M_r	[Nm]	Moment setrvačných sil rotačních
M_t	[Nm]	Kroutící moment jednoho zalomení
m_1	[kg]	Redukovaná hmotnost posuvných částí
m_2	[kg]	Redukovaná hmotnost rotačních částí
m_3	[kg]	Redukovaná hmotnost v těžišti ojnice
m_r	[kg]	Hmotnost zalomení
m_{pist}	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
m_{v_rem}	[kg]	Hmotnost vývažku na řemenici
m_{v_set}	[kg]	Hmotnost vývažku na setrvačníku
N_1, N_2	[min ⁻¹]	První a druhá vlastní frekvence
n	[min ⁻¹]	Maximální otáčky
n_0	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky
n_{kr}, n_{kr2}	[min ⁻¹]	Kritické otáčky první a druhé vlastní frekvence
n_p	[-]	Počet prvků
p_{atm}	[Pa]	Atmosférický tlak
P_e	[kW]	Efektivní výkon motoru
p_e	[MPa]	Střední efektivní tlak
p_i	[MPa]	Indikovaný tlak ve válci
P_l	[kW·l ⁻¹]	Litrový výkon
r_k	[m]	Poloměr zalomení kliky
r_{v_rem}	[m]	Poloměr vývažku řemenice
r_{v_set}	[m]	Poloměr vývažku setrvačníku
S	[m ²]	Plocha pístu
s	[mm]	Dráha pístu
s_1, s_2	[mm]	První a druhá harmonická složka dráhy pístu
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost pístu
v_1, v_2	[m·s ⁻¹]	První a druhá harmonická složka rychlosti pístu
V_h	[cm ³]	Zdvihový objem jednoho válce
V_z	[cm ³]	Zdvihový objem celého motoru
z	[mm]	Zdvih válce
α	[°]	Úhel natočení klikového hřídele

β	[°]	Úhel odklonu ojnice
δ	[°]	Úhel mezi rozestupy zážehu
ε	[-]	Kompresní poměr
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	[-]	Vydatnost rezonance první a druhé vlastní frekvence
ζ	[Nm·s·rad ⁻¹]	Tlumicí odpor
κ	[-]	Harmonický řád
λ	[-]	Ojniční poměr
τ	[-]	Taktnost motoru
Φ_1, Φ_2	[°]	Torzní výchylky v rezonanci první a druhé vl. frekvence
ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost
Ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová frekvence vlastního kmitání

Ve výpočtech je ve vzorcích v indexu často „V2“ označující variantu 2

Seznam příloh:

Výpočet motoru